



МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Н.Э. БАУМАНА

Учебное пособие

Методические указания
по выполнению курсовой работы
по единому комплексному заданию по блоку дисциплины

«Основы конструирования приборов»

МГТУ имени Н.Э. Баумана

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Н.Э. БАУМАНА

Методические указания
по выполнению курсовой работы
по единому комплексному заданию по блоку дисциплины

«Основы конструирования приборов»

Москва
МГТУ имени Н.Э. Баумана

2012

УДК 681.3.06(075.8)
ББК 32.973-018
И201

Методические указания по выполнению курсовой работы по единому комплексному заданию по блоку дисциплины «Основы конструирования приборов» / Коллектив авторов –
М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 35 с.: ил.

В методических указаниях рассмотрены основные этапы, их последовательность и содержание по выполнению курсовой работы по единому комплексному заданию по блоку дисциплины «Основы конструирования приборов».

Ил. 39. Табл. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 681.3.06(075.8)

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012

АННОТАЦИЯ

В работе проводится разработка редуктора. В рамках работы обосновывается выбор электрического двигателя, проведен расчет редуктора и его составных частей: валов, подшипников. Основное внимание уделено предохранительной муфте, которая включена в конструкцию. Моделирование чертежей курсового проекта осуществлялось в среде AutoCad2007. В результате работы разработано устройство, которое полностью удовлетворяет требованиям технического задания.

ANNOTATION

The paper deals with the development of the gearbox. As part of the substantiated selection of the electric motor, gearbox, and a calculation of its constituent parts, shafts, bearings. The emphasis is on safety clutch, which is incorporated into the design. Simulation of the drawings of the course project was carried out in an environment AutoCad2007. As a result of the work developed a device that fully satisfies the requirements of the specification.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ.....	6
2 ОПИСАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ РАЗРАБАТЫВАЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ.....	7
2.1 Техничко-экономическое обоснование конструкции.....	7
2.2 Принцип действия изделия.....	7
3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА РАЗРАБАТЫВАЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ.....	9
4 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ.....	10
4.1 Определение общего передаточного отношения.....	10
4.2 Определение числа ступеней.....	10
4.3 Определение чисел зубьев колёс редуктора и разбивка общего передаточного отношения ..	11
5 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭМП.....	12
5.1 Проверочный расчет выбранного двигателя.....	12
5.2 Проектный расчет зубчатых передач на прочность	13
5.2.1 Выбор материалов.....	13
5.2.2 Допускаемые напряжения при расчете на выносливость.....	14
5.2.3 Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса:	14
5.2.4 Допускаемое напряжение изгиба для материала шестерни и зубчатого колеса	15
5.2.5 Расчёт зубьев на изгиб	16
5.2.6 Расчёт зубчатых колес на контактную прочность.....	17
5.3 Геометрический расчёт кинематики проектируемой конструкции	18
6 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОПОР	20
6.1 Расчет вала на статическую прочность.....	20
6.2 Определение эквивалентных напряжений.....	23
6.3 Расчет вала на жесткость.....	24
7 РАСЧЕТ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ ФРИКЦИОННО-ДИСКОВОЙ МУФТЫ.....	26
7.1 Выбор и расчет муфты	26
7.2 Проектировочный расчёт пружины	26
8 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОПОР	28
8.1 Проверочный расчет по динамической грузоподъемности	28
8.2 Расчет КПД опор.....	29
9 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРА	30
9.1 Проверка правильности подбора двигателя.....	30
9.2 Проверочный расчет на прочность.	31
9.3 Расчет на прочность при кратковременных перегрузках.....	31
9.4 Расчет на прочность передачи винт-гайка.....	31
10 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТКИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ НА ТОЧНОСТЬ.....	32
10.1 Выбор степени точности.	33
10.2 Выбор вида сопряжения.....	33
10.3 Расчет погрешности кинематической цепи.....	33
10.4 Расчет погрешности мертвого хода.	34
11 РАСЧЕТ ШПОНОК	36
12 ЗАКЛЮЧЕНИЕ	37
12.1. Описание конструкции.....	37
12.2. Расчеты и выводы	37
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКО.....	35

ВВЕДЕНИЕ

Работа посвящена разработке малогабаритного технологического редуктора с последующим расчетом и выбором, на основе расчетов его составных частей, также в конструкцию будет включена предохранительная муфта.

Объектом исследования является редуктор, который должен соответствовать техническому заданию, а именно иметь соответствующее передаточное значение и необходимую толщину валов, для нормального функционирования.

Содержание

1. Техническое задание	2
2. Описание разрабатываемой конструкции	3
2.1 Технико-экономическое обоснование конструкции	3
2.2 Обоснование принципа действия	3
3. Проектный расчет ЭМП	4
3.1 Выбор двигателя по мощности	4
3.2 Определение общего передаточного отношения	5
3.3 Кинематический расчет	8
3.3.1 Определение числа ступеней и разбиение передаточного отношения по ступеням	8
3.3.2 Определение числа зубьев колес редуктора	8
3.4 Силовой расчет	11
3.4.1 Расчет винтовой передачи	11
3.4.2 Расчет двигателя по заданной нагрузке	15
3.4.3 Расчет зубчатых передач на прочность	16
3.4.3.1 Выбор материалов	16
3.4.3.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на выносливость	18
3.4.4 Определение модуля зацепления	20
3.5 Геометрический расчет зубчатых колес	23
4. Расчет предохранительной муфты	26
4.1 Определение геометрических параметров	26
4.2 Определение силовых параметров	27
4.3 Подбор и расчет пружины	28
5. Расчет валов и опор редуктора	31
5.1 Предварительный проектный расчет валов	31
5.2 Расчет вала на статическую прочность	33
5.3 Расчет вала на жесткость	36
5.4 Подбор и расчет опор редуктора	36
5.5 Расчет КПД опор	43
6. Проверочный расчет ЭМП	45
6.1 Проверка правильности выбора двигателя	45
6.2 Проверочный расчет на контактную прочность	46
6.3 Проверочный расчет при кратковременных перегрузках	47
6.4 Точностной расчет ЭМП	48
6.4.1 Выбор степени точности	48
6.4.2 Выбор вида сопряжения	48
6.4.3 Определение кинематической погрешности	49
6.4.4 Определение мертвого хода кинематической цепи	50
6.4.5 Анализ результатов точностного расчета	53
7. Описание конструкции и выводы	54
7.1 Расчет резьбовых соединений	54
7.2 Условия эксплуатации и степень защиты изделия	54
7.3 Описание конструкции	55
7.4 Расчет размерной цепи	57
7.5 Выводы	59
Список использованных источников	60

1. Техническое задание

Тема проекта: механизм линейных перемещений (разработать конструкцию механизма линейных перемещений по предложенной схеме в соответствии с основными данными).

Основные данные:

Вариант	20
Сила на выходном звене F , Н	450
Скорость движения выходного звена V , м/с	0,01
Ход выходного звена S , мм	70
Тип корпуса	Двухплатный
Диаметр и шаг выходной пары d/p , d и p в мм	10/3
Тип предохранительной муфты	Шариковая
Тип электродвигателя	Серия ДАТ
Критерий проектирования	Максимум точности
Ограничитель движения	Микровыключатели Д-301
Условия эксплуатации	УХЛ 4.1
Степень защиты	IP44
Вид крепления к основному изделию	Четыре отверстия М4
Вывод выходного элемента (винта)	Со стороны двигателя
Вид выходного конца	Сплошной гладкий вал (ВС-1) ГОСТ 4907-73
Винт вращаться не должен	

Дополнительные указания:

Линейные перемещения выходного звена обеспечиваются с помощью передачи винт-гайка на выходе механизма.

Для передач винт-гайка использовать резьбу трапецеидальную нормальную по СТ СЭВ 146-75. Число заходов винта $z = 1$.

При предварительном расчете принимать КПД механизма $\eta = 0,4$.

2. Описание разрабатываемой конструкции

2.1 Технико-экономическое обоснование конструкции

Темой данной курсовой работы является разработка конструкции механизма линейных перемещений. Механизмы линейных перемещений широко применяются для преобразования вращательного движения в поступательных в устройствах РЭА, оптико-механических приборах, авиационных приборах и робототехнике.

Исходя из заданного ТЗ и предложенной схемы, в качестве механизма линейных перемещений будем использовать нерегулируемый электромеханический привод (ЭМП), состоящий из двигателя и механической передачи. В нерегулируемых ЭМП характеристиками механического движения на выходе (скоростью и перемещением исполнительного органа, развиваемым моментом) во включенном состоянии не управляют. Данный привод работает в повторно-кратковременном режиме, характеризующемся частыми выключениями, остановками и реверсами. Основные требования к нерегулируемым ЭМП: высокая экономичность, определенный запас по перегрузкам; простота конструкции, стабильность характеристик, а также малые масса, габариты, высокая надежность.

2.2. Обоснование принципа действия

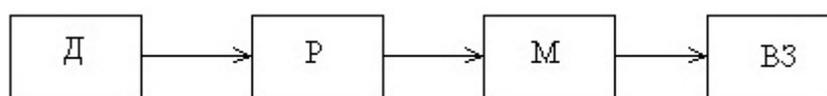


Рис. 2.1 Схема разрабатываемой конструкции

На рис. 2.1 следующие обозначения:

Д – двигатель; Р – редуктор; М – муфта; ВЗ – выходное звено.

В общем случае ЭМП состоит из трех основных звеньев: источника энергии (электродвигателя Д), передатчика энергии (редуктора Р) и выходного звена (ВЗ), представленного передачей винт-гайка. Помимо этого в схеме имеются дополнительные элементы, необходимые для создания функции регулирования. Предохранительная муфта М, которая служит для предохранения механизма от перегрузок (при эксплуатации нагрузка может носить случайный характер), что повысит надежность системы, а также для принудительного тормоза, что повысит быстродействие системы.

Помимо этого в редукторе будет реализована функция ограничителя хода выходного вала микровыключателями.

3. Проектный расчет ЭМП

3.1 Выбор двигателя по мощности

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле [3, с. 6]:

$$P_p = \frac{P_H}{\eta_o}, \quad (3.1)$$

где:

P_H – мощность нагрузки на выходном валу, Вт, при поступательном движении выходного звена [3, с. 8]:

$$P_H = F \cdot V, \quad (3.2)$$

где F – усилие на выходном звене (винте), Н, $F = F_B = 450$ Н по условию ТЗ;

η_o – КПД цепи двигатель-нагрузка, согласно условию принимаем КПД всего механизма $\eta_o = 40\%$.

Из (3.1) и (3.2):

$$P_H = F \cdot V = 450 \cdot 0,01 = 4,5 \text{ Вт},$$

$$P_p = \frac{P_H}{\eta_o} = \frac{4,5}{0,4} = 11,25 \text{ Вт}.$$

По выбранному значению расчетной мощности P_p подбирают конкретный двигатель из намеченной серии, учитывая справочные данные двигателей. При этом следует выдерживать условие [3, с. 3]:

$$\frac{P_T}{P_p} = \xi, \quad (3.3)$$

где:

P_T – мощность двигателя по паспортным данным;

ξ – коэффициент запаса, учитывающий динамичность внешней нагрузки, нестабильность напряжения питания, отклонения условий эксплуатации от расчетных.

Примем $\xi = 1,2$. Тогда ориентировочно согласно (3.3):

$$P_T = \xi \cdot P_p = 1,2 \cdot 11,25 = 13,5 \text{ Вт}.$$

Выбираем предварительно двигатель из серии ДАТ, предназначенных для применения в силовых приводах: ДАТ 31461. Технические характеристики данного двигателя приведены в табл. 3.1 [5, с. 37-42]:

Таблица 3.1 - Паспортные данные двигателя ДАТ 31461

Наименование показателя	Обозначение	Значение
Напряжение питания, В	U	200±10
Частота питающего напряжения, Гц	f	400 ±20
Род тока		трёхфазный
Номинальная мощность, Вт	P_n	16
Номинальные момент, $\times 10^{-4}$ Н·м	$M_{ном}$	294
Пусковой момент, $\times 10^{-4}$ Н·м	M_n	490
Частота вращения выходного вала, об/мин	$n_{ном}$	5000
Момент инерции ротора, $\times 10^{-6}$ кг·м ²	J_p	5,5
Масса, кг		0,45
Вибрационные нагрузки, диапазон частот, Гц:		1 – 2000
ускорение, м/с ²		100
Ударные нагрузки, м/с ²		400
Относительная влажность воздуха при температуре 35°С, %		98
Температура окружающей среды, °С		-60...+100
Гарантийная наработка двигателя, ч	L	5000

Условие $P_T \leq P_n$ выполняется: $13,5 \leq 16$ Вт, следовательно, по мощности двигатель выбран правильно.

3.2 Определение общего передаточного отношения

Передаточное отношение i_o цепи двигатель – выходной вал [3, с.10]:

$$i_o = \frac{n_{ов}}{n_n}, \quad (3.4)$$

где:

$n_{ов}$ – частота вращения вала двигателя, $n_{ов} = n_{ном} = 5000$ об/мин;

n_n – частота вращения выходного вала (в нашем случае – частота вращения гайки) [3, с. 10]:

$$n = \frac{30}{\pi} \omega_r. \quad (3.5)$$

Угловая скорость гайки ω_r находится из соотношения [1, с. 199]:

$$\omega_r = \frac{2\pi}{z \cdot p} \cdot V, \quad (3.6)$$

где:

V – линейная скорость движения выходного звена (винта), м/с, по условию $V = 0,01$ м/с;

z – число заходов резьбы, $z = 1$ из условия ТЗ;

p – шаг резьбы, мм, $p = 3$ мм из условия ТЗ.

Угловая скорость гайки согласно (3.6):

$$\omega_{\Gamma} = \frac{2\pi}{z \cdot p} \cdot V = \frac{2\pi}{1 \cdot 0,003} \cdot 0,01 = \frac{20\pi}{3} \approx 20,94 \text{ рад/с,}$$

Частота вращения гайки согласно (3.5):

$$n = \frac{30}{\pi} \omega_{\Gamma} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{20\pi}{3} = 200 \text{ об/мин.}$$

Отсюда (3.4):

$$i_o = \frac{n_{ном}}{n_n} = \frac{5000}{200} = 25.$$

Произведем проверку выбора двигателя по моменту.

По условию выходное звено представлено винтовой парой (винт-гайка). Исходя из рекомендаций [1, с. 200] следующие материалы выбраны для винта и гайки соответственно: сталь 45 и бронза БрОФ10-1.

Дополнительным требованием в условии является то, что винт не должен вращаться, то есть имеет место поступательно-осевое движение винта, сообщаемое ему вращающейся гайкой, лишенной возможности двигаться поступательно в осевом направлении. В таком случае движущие усилие и момент равны [8, с. 325-326]:

$$F = F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho'), \quad (3.7)$$

$$M_{\kappa} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho'), \quad (3.8)$$

где:

F – окружное усилие, приложенное по касательной к окружности среднего диаметра d_2 резьбы, Н;

F_a – осевая нагрузка на винт (усилие полезного сопротивления), Н, по условию $F_a = F_B = 450$ Н;

M_{κ} – крутящий момент на гайке, Н·м, он же момент нагрузки $M_{\kappa} = M_n$;

γ – угол подъема винтовой линии, ° [4]:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z \cdot p}{\pi \cdot d_2}, \quad (3.9)$$

где:

ρ' – приведенный угол трения, согласно [1, с. 201]:

$$\rho' = \operatorname{arctg}(f_{mp}') = \operatorname{arctg} \frac{1,04 \cdot f}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (3.10)$$

где:

f – коэффициент трения скольжения материалов винта и гайки, выберем $f = 0,10$ (бронза по стали) [Анурьев, т. 1, с. 75].

Из (3.7) – (3.10):

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z \cdot p}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1 \cdot 3}{\pi \cdot 8,5} \approx 6,4^\circ,$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{1,04f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{1,04 \cdot 0,10}{\cos \frac{30^\circ}{2}} \approx 6,1^\circ,$$

$$M_\kappa = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = 450 \cdot \frac{8,5}{2} \cdot \operatorname{tg}(6,4^\circ + 6,1^\circ) \approx 424 \text{ Н}\cdot\text{мм} \approx 0,42 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Приведенная к валу двигателя суммарная нагрузка на вал двигателя определяется по формуле [3, с. 28]:

$$M_{\Sigma np.} = [(1 + K_M)J_P + \frac{J_H}{i_0^2}] \varepsilon + M_{c.np.}, \quad (3.11)$$

где:

J_P – момент инерции ротора двигателя, кг·м²;

J_H – момент инерции нагрузки, кг·м²;

K_M – коэффициент, учитывающий инерционность собственного зубчатого механизма;

ε – угловое ускорение вала двигателя, рад/с², принимаем $\varepsilon = 0$, так как в условии этот параметр не задан;

$M_{c.np.}$ – статический момент нагрузки, приведенный к валу двигателя, определяется из условия [3, с. 27] без учета коэффициента динамичности внешней нагрузок, Н·м:

$$M_{c.np.} = \frac{M_n}{i_0 \eta}, \quad (3.12)$$

где:

η – КПД цепи без учета передачи винт-гайка, так как под моментом нагрузки подразумевается крутящий момент на гайке (здесь $M_n = M_\kappa$), $\eta = 0,9$ из рекомендаций [3, с.9].

Подставляя (3.12) в (3.11):

$$M_{\Sigma np.} = [(1 + K_M)J_P + \frac{J_H}{i_0^2}] \varepsilon + M_{c.np.} = 0 + \frac{M_n}{i_0 \eta} = \frac{424}{25 \cdot 0,9} = 18,8 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

При кратковременном включении выполняется условия [3, с. 28]:

$$M_{\Pi} \geq M_{\Sigma np.} = M_{\partial.np.} + M_{c.np.} \text{ и } M_{ном} \geq M_{c.np.} \quad (3.13)$$

Так как $M_n = 49 \text{ Н}\cdot\text{мм}$, а $M_{ном} = 29,4 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ и $18,8 \leq 29,4 \text{ Н}\cdot\text{мм}$, то в предварительном расчете по моменту двигатель выбран верно.

3.3 Кинематический расчет

3.3.1 Определение числа ступеней и разбиение передаточного отношения по ступеням

Критерием проектирования редуктора задана минимизация погрешности передачи угла вращения (обеспечение максимума точности редуктора).

Оптимальное число ступеней представлено формулой [2, с. 39]:

$$n_{opt} = \frac{\lg i_0}{\lg 7,5} = 1,14 \lg i_0 .$$

Из п. 3.2.1 $i_0 = 25$:

$$n_{opt} = 1,14 \lg i_0 \approx 1,6 ,$$

округляя в большую сторону, получаем $n = 2$.

Однако, исходя из технологических соображений и рекомендаций [6, с. 12-13], примем $n = 3$.

Для разбиения общего передаточного отношения по ступеням необходимо учитывать условие [3, с. 12]:

$$i_0 = \prod_{k=1,3,5} i_{k,k+1} . \quad (3.14)$$

Определим передаточные отношения ступеней следующим образом:

$$i_{I-II} = 2 \quad i_{III-IV} = 2,5 \quad i_{V-VI} = 5 .$$

$i_0 = 2 \cdot 2,5 \cdot 5 = 25$, т.е. условие (3.10) выполняется.

При таком разбиении учитывается не только минимальная величина суммарного мертвого хода, но и минимальная величина момента инерции редуктора, а также уменьшаются габариты проектируемого редуктора.

3.3.2 Определение числа зубьев колес редуктора

Для цилиндрических зубчатых передач с нулевыми колесами внешнего зацепления z_1 выбирают в диапазоне 17..28, причем для высокоточных передач – ближе к верхнему пределу. Таким образом, выбираем количество зубьев для ведущих колёс (шестерён) согласно стандартному ряду [3, с. 23]:

$$z_1 = z_3 = z_5 = 20 .$$

Число зубьев ведомых колес определяется по формуле [3, с. 24]:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{I-II} , \quad (3.15)$$

где i_{I-II} – передаточное отношение рассчитываемой элементарной передачи.

Составим наглядную таблицу для определения чисел зубьев колес по формуле (3.15):

Таблица 3.1 - Определение числа зубьев колес

№ колеса	1	2	3	4	5	6
№ ступени	1		2		3	
Число зубьев, z	20	40	20	50	20	100
№ вала	I	II		III		IV

Все числа зубьев колес соответствуют стандартному ряду. Общее передаточное отношение:

$$i_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{40}{20} \cdot \frac{50}{20} \cdot \frac{100}{20} = 2 \cdot 2,5 \cdot 5 = 25, \quad i_0 = 25.$$

Отклонение фактического передаточного отношения от рассчитанного определяется как:

$$\Delta i = \frac{i_{\phi} - i_0}{i_0} \cdot 100\% = \frac{25 - 25}{25} \cdot 100\% = 0$$

Так как $\Delta i < 2,5\%$, то выбор числа зубьев шестерен и колес был произведен верно [3, с.24].

На данном этапе проектирования можно представить кинематическую схему редуктора.

3.4 Силовой расчет

3.4.1 Расчет винтовой передачи

По условию ТЗ задана трапецеидальная резьба ($\alpha = 30^\circ$), нормальная по СЭВ 146-75 с числом заходов $z = 1$ (рис. 3.1).

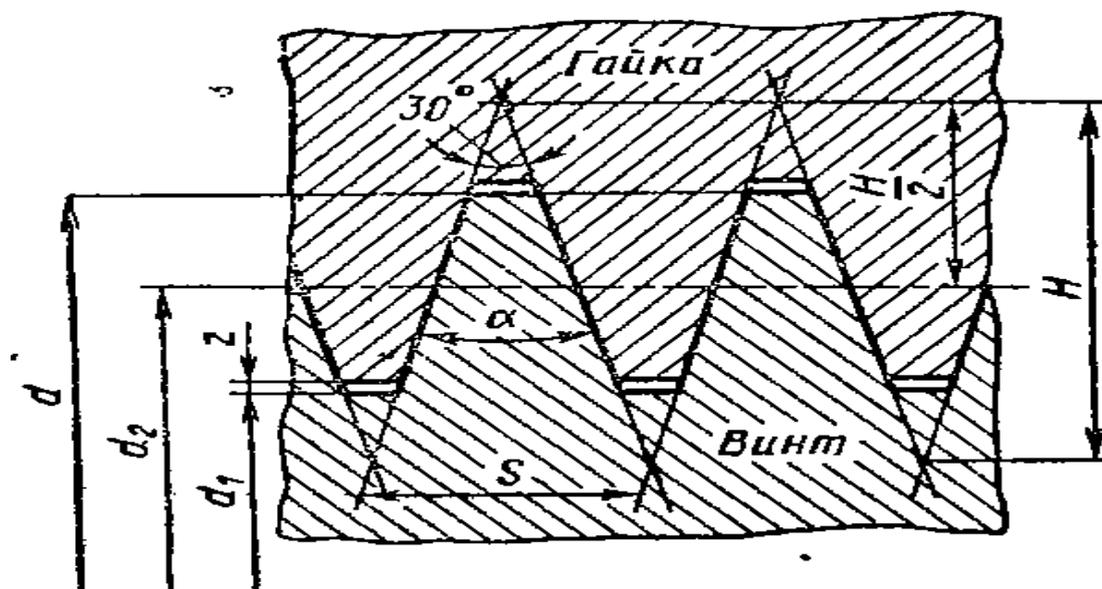


Рис. 3.1

Для расчетов ходового винта, применяемого в конструкции, при заданном шаге резьбы и среднем диаметре определим остальные параметры резьбы [14, с. 97-98; 14, с. 111; ГОСТ 9484-81]:

Таблица 3.5 - Геометрические параметры резьбы (в мм)

Шаг резьбы	s	3
Теоретическая высота резьбы	H	$1,866 \cdot S = 1,866 \cdot 3 = 5,6$
Рабочая высота резьбы	h	$0,5 \cdot S = 0,5 \cdot 3 = 1,5$
Зазор	z	0,25
Глубина резьбы	h_1	$0,5 \cdot S + z = 0,5 \cdot 3 + 0,25 = 1,75$
Наружный диаметр винта	d	10
Средний диаметр	d_2	$d_2 - 0,5 \cdot S = 10 - 0,5 \cdot 3 = 8,5$
Внутренний диаметр винта	d_1	$d - 2 \cdot h - 2 \cdot z = 10 - 2 \cdot 1,5 - 2 \cdot 0,25 = 6,5$
Наружный диаметр резьбы гайки	d'	$d - 2 \cdot h = 10 - 2 \cdot 1,5 = 7$
Внутренний диаметр резьбы гайки	d'_1	$d + 2 \cdot z = 10 + 2 \cdot 0,25 = 10,5$

Для прочностного расчета ходового винта выберем в качестве материала винта сталь 45 (предел текучести стали 45 равен $\sigma_T = 360$ МПа).

Реальный КПД винтовой передачи определяется по [8, с. 325]:

$$\eta_{в-г} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg}(6,4^\circ)}{\operatorname{tg}(6,4^\circ + 6,1^\circ)} = 0,51.$$

Допускаемое напряжение сжатия (растяжения) в материале винта определяется по формуле [Анурьев, т. 2, с.773]:

$$[\sigma]_{сж,р} = \frac{\sigma_T}{3 \cdot 3,5} = \frac{360}{3,5} = 103 \text{ МПа.}$$

Расчетная площадь сечения винта: $F = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6,5^2}{4} \approx 33,2 \text{ мм}^2.$

Приведенное напряжение винта:

$$\sigma_{np} = \frac{Q}{F} \cdot \sqrt{1 + 1,6 \cdot \left(\frac{S}{\eta \cdot d_1} \right)^2}, \quad (3.16)$$

где:

Q – тяговое усилие, по условию равно $Q = F = 450 \text{ Н}$;

S – ход винтовой линии, равен произведению шага винтовой линии на число заходов: $S = p \cdot z = 3 \cdot 1 = 3 \text{ мм}$.

Приведенное напряжение в материале винта (3.16):

$$\sigma_{np} = \frac{450}{33,2} \cdot \sqrt{1 + 1,6 \cdot \left(\frac{3}{0,51 \cdot 6,5} \right)^2} = 20,6 \text{ МПа.}$$

Условие прочности для ходового винта выполняется, если:

$$\sigma_{np} \leq [\sigma]_{сж} \Leftrightarrow 20,6 \leq 103 \text{ МПа.}$$

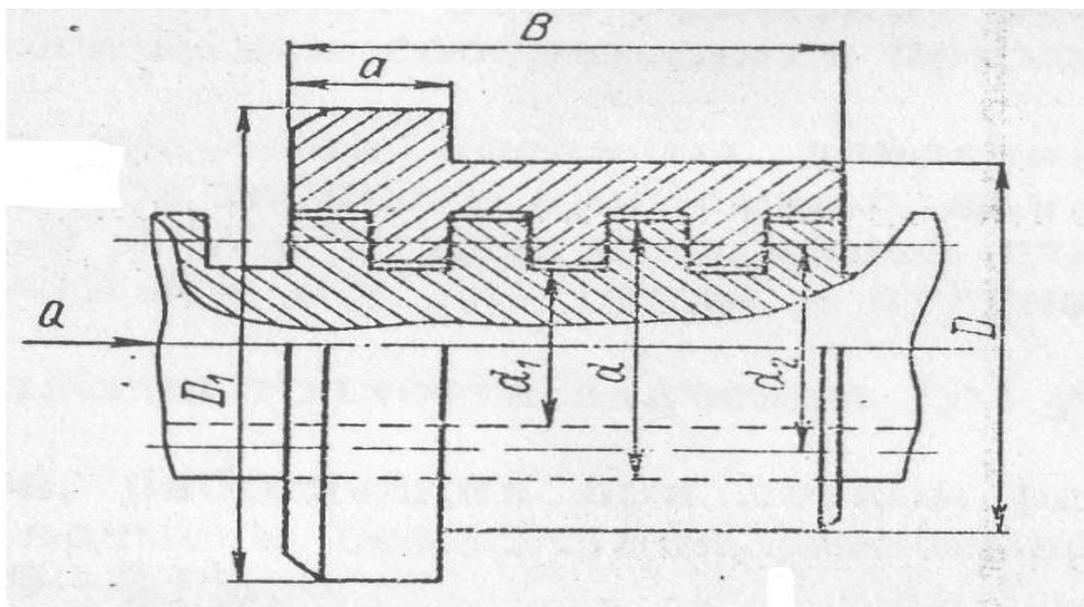


Рис. 3.2

К механизмам, осуществляющим точное перемещение гайки, предъявляются высокие требования к точности резьбы и ее износостойкости.

Износостойкость резьбы зависит от удельного давления $[p]$ при учете материала гайки [20, с. 177]:

$$p = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot n \cdot (d^2 - d_1^2)} \leq [p], \quad (3.17)$$

где n – расчетное число витков.

Допускаемое давление $[q] = 10..12$ МПа при материалах винта и гайки – закаленная сталь и бронза соответственно [20, с. 177].

По формуле (3.17) определим минимальное число витков [21, с. 313]:

$$n' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot [p] \cdot (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 450}{\pi \cdot 10 \cdot (10^2 - 6,5^2)} \approx 0,992.$$

Длину (рабочую высоту) гайки B (рис. 3.2) принимается в пределах [21, с. 313]:

$B = (1,0..1,8) \cdot d \approx 10..18$ мм. Причем должно выполняться соотношение:

$$B \geq n \cdot s.$$

Отсюда примем $n \approx 6$, тогда длина гайки равна:

$B = n \cdot s = 6 \cdot 3 \approx 18$ мм. Увеличим высоту гайки до $B = 20$ мм (что соответствует более предпочтительному значению из ряда линейных размеров Ra10 по ГОСТ 6636-69).

Наружный диаметр гайки D (рис. 3.2) определяется из условий прочности на растяжение и кручение [21, с. 313]:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot K}{\pi \cdot [\sigma]_p} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 450 \cdot 1,3}{\pi \cdot 103} + 10^2} \approx 10,36 \text{ мм},$$

где:

K – коэффициент, учитывающий напряжение кручения, для трапецеидальной резьбы $K = 1,3$.

Диаметр D увеличим до 18 мм по технологическим и конструктивным соображениям [21, с. 313].

Допустимая длина винта определяется из условия устойчивости его на продольный изгиб по формуле [21, с. 313]:

$$L = \pi \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_{\min} \cdot K_1}{Q \cdot K_2}}, \quad (3.18)$$

где:

E – модуль упругости материала винта, МПа, берется из табл. 3.2;

J_{\min} – экваториальный момент сечения винта, мм⁴, определяется как:

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 6,5^4}{64} \approx 87,6 \text{ мм}^4;$$

K_1 – коэффициент, учитывающий конструкцию опор винта, принимается $K_1 = 2,5..4$;

K_2 – коэффициент запаса устойчивости, принимается $K_1 \approx 3$.

Определим допустимую длину винта по формуле (3.18):

$$L = \pi \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_{\min} \cdot K_1}{Q \cdot K_2}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 87,6 \cdot 2,5}{450 \cdot 3}} \approx 580 \text{ мм.}$$

Исходя из рекомендаций [21, с. 313] длину винта принимают:

$$L = (15..20) \cdot d_2 = 127,5..170 \text{ мм, предварительно примем } L = 150 \text{ мм.}$$

Проверим уравнения прочности при деформации среза, смятия и изгиба.

При деформации среза [20, с. 236]:

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot B} \leq [\tau_{cp}], \quad (3.19)$$

где:

k – коэффициент полноты резьбы, для трапецеидальной резьбы принимается $k = 0,65$;

$[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение среза, при неравномерности нагружения витков принимается $[\tau_{cp}] = 60$ МПа.

По формуле (3.19):

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot B} = \frac{450}{\pi \cdot 6,5 \cdot 0,65 \cdot 12} \approx 2,83 \leq 60 \text{ МПа.}$$

При смятии [20, с. 236]:

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot \frac{B}{s}} \leq [\sigma_{cm}], \quad (3.20)$$

$[\sigma_{cm}]$ – допускаемое напряжение смятия, при неравномерности нагружения витков принимается $[\sigma_{cm}] = 25$ МПа.

По формуле (3.20):

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot \frac{B}{p}} = \frac{4 \cdot 450}{\pi \cdot (10^2 - 6,5^2) \cdot \frac{18}{3}} \approx 1,65 \leq 25 \text{ МПа.}$$

При изгибе [14, с. 102]:

$$\sigma_{II} \approx \frac{M_{II}}{W} = \frac{3 \cdot Q \cdot h}{\pi \cdot d_1 \cdot (m \cdot s)^2} \leq [\sigma_{II}], \quad (3.21)$$

где:

W – момент сопротивления, мм^3 ;

m – коэффициент, зависящий от профиля резьбы, для трапецеидальной резьбы принимается $m = 0,64$;

$[\sigma_{II}]$ – допускаемое напряжение изгиба, $[\sigma_{II}] = 455$ МПа [9, с. 33].

По формуле (3.21):

$$\sigma_{II} \approx \frac{3 \cdot Q \cdot h}{\pi \cdot d_1 \cdot (m \cdot s)^2} = \frac{3 \cdot 450 \cdot 1,5}{\pi \cdot 6,5 \cdot (0,64 \cdot 3)^2} \approx 26,9 \leq 455 \text{ МПа.}$$

Все условия прочностей выполнены, следовательно, материалы винта и гайки были выбраны верно.

3.4.2 Расчет двигателя по заданной нагрузке

Задача расчета заключается в определении крутящих моментов (статического и суммарного), действующих на каждом валу.

Приведение моментов ведется от выходных звеньев к двигателю (последовательно от передачи к передаче) по формуле [3, с. 27]:

$$M_I = \frac{M_{II}}{i_{I-II} \eta_{I-II} \eta_{подшип I}}, \quad (3.22)$$

где:

M_I – искомый момент на ведущем звене, Н·м;

M_{II} – известный момент на ведомом звене (момент нагрузки), Н·м;

i_{I-II} – передаточное отношение передачи;

η_{I-II} – КПД передачи;

$\eta_{подшип I}$ – КПД подшипников, в которых установлен ведущий вал.

Исходя из рекомендаций [3, с. 28] примем $\eta_{подшип} = 0,97$, $\eta_{ц} = 0,99$ – КПД цилиндрической передачи.

Момент нагрузки определяется при наличии статической M_c и динамической M_d нагрузок [3, с. 27]:

$$M_n = M_c + M_d. \quad (3.23)$$

Так как динамическая нагрузка явно не задана, а статическая нагрузка определена как крутящий момент на гайке, то определим суммарный момент через ξ_D – коэффициент динамичности внешней нагрузки, $\xi_D = 1,2..2,5$, примем $\xi_D = 2,2$ [3, с. 27-28]:

$$M_n = \xi_D \cdot M_c = 2,2 \cdot 0,42 = 0,924 \text{ Н·м.}$$

Определим крутящие моменты, действующие на каждом валу, начиная с выходного вала редуктора. Приведение моментов к валам осуществляется по формуле (3.22):

$$M_{III} = \frac{M_{IV}}{i_{III-IV} \eta_{III-IV} \eta_{подшип III}} = \frac{0,924}{5 \cdot 0,97 \cdot 0,99} = 0,1924 \text{ Н·м;}$$

$$M_{II} = \frac{M_{III}}{i_{II-III} \eta_{II-III} \eta_{подшип II}} = \frac{0,1924}{2,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99} = 0,0802 \text{ Н·м;}$$

$$M_I = \frac{M_{II}}{i_{I-II} \eta_{I-II}} = \frac{0,0802}{2 \cdot 0,99} = 0,042 \text{ Н·м.}$$

Приведенный статический момент рассчитывается без учета внешних динамических нагрузок [3, с. 29]:

$$M_{c.пр.} = \frac{M_I}{\xi} = \frac{0,042}{2,2} = 0,019 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Как и прежде, должны выполняться условия (3.13):

$$0,042 \leq 0,049 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ и } 0,019 \leq 0,0294 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

следовательно, по моменту двигатель был выбран правильно.

3.4.3 Расчет зубчатых передач на прочность

Цель этого расчета – определить модули зацепления и размеры передач, обеспечивающие их работоспособность в течение заданного срока службы.

Открытые передачи используются в ЭМП, работающих при малых окружных скоростях и нагрузках в режимах длительных остановок. Эти передачи используют в открытых корпусах без смазки или при ограниченной смазке, которая наносится при сборке, контроле или профилактическом осмотре. Основной причиной выхода из строя открытых передач является поломка зубьев в результате усталости материала, подвергающегося многократно повторным нагрузкам. Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгибную прочность [3, с. 29-30].

Так как в данном задании небольшая окружная скорость, то выбираем открытую передачу.

Срок службы передачи в соответствии со сроком наработки двигателя выбран $L = 5000$ ч.

3.4.3.1 Выбор материалов

Материал выбирают с учетом назначения передачи, характера действующей нагрузки, условий эксплуатации, массы, габаритов и стоимости.

В зависимости от твердости (или термообработки) стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: с твердостью $HV \leq 350$ – зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные; $HV > 350$ – объемная закалка, цементация, азотирование и др. Колеса первой группы хорошо прирабатываются, не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. При этом можно получать высокую точность без применения дорогих отделочных операций. Для прирабатывающихся зубчатых передач рекомендуется для выравнивания срока службы назначать для зубчатых колес разные материалы, причем твердость шестерни должна быть на 10...15

единиц больше твердости колеса [7, с. 201]. Это объясняется тем, что из условия равнопрочности зубчатых колес [4]:

$$\frac{Y_F^u}{[\sigma_F]} \approx \frac{Y_F^k}{[\sigma_F]}, \quad (3.24)$$

находим, что $[\sigma_F]_k > [\sigma_F]_u$ так как $Y_F^u > Y_F^k$, т.е. материал шестерни должен быть прочнее, чем материал колеса.

$$HB_1 \geq HB_2 + (10..15). \quad (3.25)$$

Выберем: для шестерни – сталь 45,
для колеса – сталь 35.

Данная пара материалов является рекомендованной для цилиндрических прямозубых шестерен и колес при окружных скоростях V до 3 м/с [3, с. 35].

Основные характеристики материалов [3, с. 36, 38, ГОСТ 1050-74] приведены в следующей таблице:

Таблица 3.2 - Физико-механические свойства материалов

Параметр	Обозначение	Шестерня	Колесо
Материал		Сталь 45	Сталь 35
Коэффициент линейного расширения, $\times 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$	α	11,9	11,9
Модуль упругости, МПа	E	$2,1 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$
Плотность, кг/м^3	ρ	7850	7850
Предел прочности, МПа	σ_b	580	520
Предел текучести, МПа	σ_T	360	320
Твердость	HB	196-263	190-240
Поверхностная твердость	HRC	40-50	30-40

Примем для стали 45 (материал шестерни) $HB_1 = 240$, а для стали 35 (материал колеса) $HB_2 = 215$. Условие (3.25):

$$240 \geq 220..230.$$

Таким образом, условия приработки шестерен и колес выполнены.

Для каждого материала назначается термическая обработка [7, с. 202, ГОСТ 1050-74]:

Для стали 35 – улучшение: закалка при 850°С, среда охлаждения – вода, отпуск при 600°С;

для стали 45 – улучшение: закалка при 840°С, среда охлаждения – вода, отпуск при 600°С.

Рассчитаем предел выносливости при изгибе σ_{FR} и предел контактной выносливости σ_{HR} [3, с. 40]:

Таблица 3.3 - Значения пределов выносливости

	$\sigma_{FR} = 1,8 \cdot \text{НВ}, \text{ МПа}$	$\sigma_{HR} = 2 \cdot \text{НВ} + 70, \text{ МПа}$
Шестерня (сталь 45)	432	550
Колесо (сталь 35)	387	500

3.4.3.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на выносливость

При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов нагружения равно (N_H – при расчете на контактную выносливость, N_F – при расчете на выносливость при изгибе) [3, с. 39]:

$$N_{H,F} = 60 \cdot n \cdot c \cdot L, \quad (3.26)$$

где:

c – число колес, находящихся в одновременном зацеплении с рассчитываемым, $c = 1$;

$n_{ном}$ – частота обращения зубчатого колеса, об/мин.

Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса определяется по формуле [3, с. 39]:

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{HR1,2} \cdot z_R \cdot z_V \cdot K_{HL1,2}}{S_{H1,2}}, \quad (3.27)$$

где:

σ_{HR} – базовый предел выносливости зубьев от напряжений изгиба, МПа;

z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей, при $R_a = 0,63..1,25$ $z_R = 1$;

z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость колеса, при $V < 5$ м/с $z_V = 1$;

S_H – коэффициент безопасности, при нормализации зубьев принимают $S_H = 1,1$ [7, с.207];

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи [7, с. 207-208]:

$$K_{HL1,2} = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N_H}}, \quad (3.28)$$

где:

N_{HO} – базовое число циклов перемены напряжений, зависящее от твердости поверхностного слоя; ориентировочно для улучшаемых до твердости $HV \leq 350$ стальных колес принимается $N_{HO} = 3 \cdot 10^7$.

m – показатель степени, $m = 6$ для стальных колес с $HV \leq 350$.

Допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса определяется по формуле [3, с. 41]:

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{FR1,2} K_{FC} K_{FL1,2}}{S_{F1,2}}, \quad (3.29)$$

где:

σ_{FR} – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев, МПа;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий цикл нагружения колеса, для реверсивных передач $K_{FC} = 0,65$;

S_F – коэффициент запаса прочности, для обычных условий работы принимают $S_F = 2,2$;

K_{FL} – коэффициент долговечности [3, с. 41]:

$$K_{FL1,2} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_F}}, \quad (3.30)$$

где:

N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений при расчете на изгиб, рекомендуют принимать $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

Используя формулы (3.26) – (3.30), составим вспомогательную таблицу для определения параметров коэффициента долговечности, при этом учтем:

если $N_{HO} / N_H < 1$, то для длительно-работающих передач $K_{HL} = 1$ исходя из [7, с. 208], т.е. предел контактной выносливости практически не меняется;

если $N_{F0} / N_F < 1$, то $K_{FL} = 1$ по аналогичным соображениям [7, с. 210];

Таблица 3.4 - Значения коэффициентов долговечности

№ зубчатого колеса	$n, \text{об/мин}$	$N_{H,F}$	N_{HO}	N_{F0}	$\frac{N_{HO}}{N_H}$	$\frac{N_{F0}}{N_F}$	K_{HL}	K_{FL}
1 (ш)	5000	$15 \cdot 10^8$	$3 \cdot 10^7$	$4 \cdot 10^6$	0,02	0,0026	1	1
2 (к)	2500	$7,5 \cdot 10^8$			0,04	0,0053	1	1
3 (ш)	2500	$7,5 \cdot 10^8$			0,04	0,0053	1	1

4 (к)	1000	$3 \cdot 10^8$			0,1	0,0133	1	1
5 (ш)	1000	$3 \cdot 10^8$			0,1	0,0133	1	1
6 (к)	200	$6 \cdot 10^7$			0,5	0,0666	1	1

По результатам таблицы 3.4 выясняется, что если срок службы передачи определяется сроком наработки двигателя, то все передачи длительно-работающие и, следовательно, контактные напряжения на них ниже.

Определим допускаемые напряжения по формулам (3.27), (3.29) и значениям табл. 3.3 и табл. 3.4:

Для шестерен:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{FR1} K_{FC} K_{FL1}}{S_F} = \frac{432 \cdot 0,65 \cdot 1}{2,2} = 128 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{HR1} \cdot z_R \cdot z_V \cdot K_{HL1}}{S_H} = \frac{550 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 500 \text{ МПа}.$$

Для колес:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{FR2} K_{FC} K_{FL2}}{S_F} = \frac{387 \cdot 0,65 \cdot 1}{2,2} = 114 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{HR2} \cdot z_R \cdot z_V \cdot K_{HL2}}{S_H} = \frac{500 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 455 \text{ МПа}.$$

3.4.4 Определение модуля зацепления

При расчете на изгиб цилиндрических прямозубых передач модуль зацепления m определяют по следующей зависимости [3, с. 30]:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{M \cdot Y_F \cdot K}{z \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}, \quad (3.31)$$

где:

K_m – коэффициент для прямозубых колес, $K_m = 1,4$;

M – крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо z , Н·мм;

K – коэффициент расчетной нагрузки, принимают $K = 1,1 \dots 1,5$, примем $K = 1,3$;

z – число зубьев рассчитываемого колеса;

ψ_{bm} – коэффициент ширины зубчатого венца b ,

$\psi_{bm} = \frac{b}{m}$, для мелкомодульных передач $\psi_{bm} = 3..16$ [3, с. 31], примем

$\psi_{bm} = 10$;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение при расчете зубьев на изгиб, МПа;

Y_F – коэффициент формы зуба, рассчитывается по таблицам [3, с. 32].

Для колес:

$$\begin{aligned}z_2 &= 40 & Y_{F2} &= 3,77; \\z_4 &= 50 & Y_{F4} &= 3,73; \\z_6 &= 100 & Y_{F6} &= 3,75;\end{aligned}$$

Рассчитаем соотношение $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$ для шестерни и колеса:

Для шестерен:

$$z_1 = z_3 = z_5 = 20, \text{ следовательно:}$$

$$Y_{F1} = Y_{F3} = Y_{F5} = 4,15;$$

$$\frac{Y_{F1,3,5}}{[\sigma_F]_1} = \frac{4,15}{128} \approx 0,032;$$

Для колес:

$$z_2=40, \quad Y_{F2} = 3,77, \quad \frac{Y_{F2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{3,77}{114} \approx 0,0331;$$

$$z_4=50, \quad Y_{F4} = 3,73, \quad \frac{Y_{F4}}{[\sigma_F]_2} = \frac{3,73}{114} \approx 0,0327;$$

$$z_6=100, \quad Y_{F6} = 3,75, \quad \frac{Y_{F6}}{[\sigma_F]_2} = \frac{3,75}{114} \approx 0,0329;$$

Условие (3.24) выполняется. Исходя из рекомендаций [3, с. 33], так как в общем случае соотношение $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$ для колеса получилось больше, то

расчёт на прочность будем вести по колесам: $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2 = 114$ МПа.

Рассчитаем модули по формуле (3.3,1), используя данные о крутящих моментах из п. 3.4.2:

1) Зубчатое колесо № 2: $z_2 = 40$, $M_{II} = 80,2$ Н·мм,

$$m_{12} = K_m \sqrt[3]{\frac{M_{II} \cdot Y_{F2} \cdot K}{z_2 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{80,2 \cdot 3,77 \cdot 1,3}{40 \cdot 10 \cdot 114}} \approx 0,286 \text{ мм};$$

2) Зубчатое колесо № 4: $z_4 = 50$, $M_{III} = 192,4$ Н·мм,

$$m_{34} = K_m \sqrt[3]{\frac{M_{III} \cdot Y_{F4} \cdot K}{z_4 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{192,4 \cdot 3,73 \cdot 1,3}{50 \cdot 10 \cdot 114}} \approx 0,355 \text{ мм};$$

3) Зубчатое колесо № 6 (колесо-гайка): $z_6 = 100$, $M_{IV} = 924$ Н·мм,

$$m_{56} = K_m \sqrt[3]{\frac{M_{IV} \cdot Y_{F6} \cdot K}{z_6 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{924 \cdot 3,75 \cdot 1,3}{100 \cdot 10 \cdot 114}} \approx 0,477 \text{ мм}.$$

Округляя до большего значения из рекомендованных [3, с. 34], назначаем на все зубчатые колеса модуль $m = 0,5$ мм, что заодно увеличит прочность всех зубчатых передач.

3.5 Геометрический расчет зубчатых колес

По кинематическому и прочностному расчетам можно сделать расчет геометрических параметров зубчатых колес (рис. 3.3).

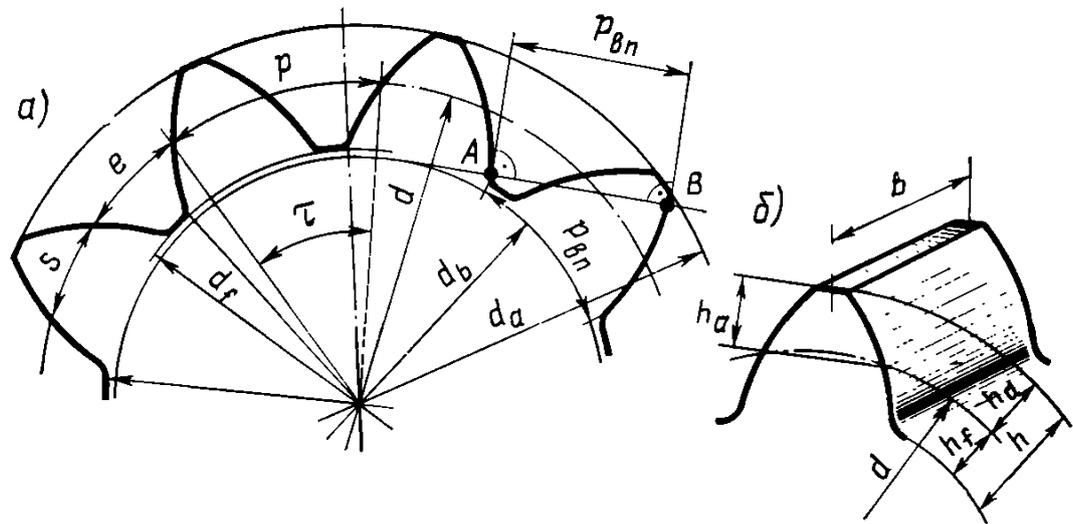


Рис. 3.3

Для цилиндрических передач с прямозубыми колесами определяют следующие параметры [3, с. 42]:

Делительный диаметр:

$$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2} / \cos \beta; \quad (3.32)$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{a12} = m \cdot z_{1,2} / \cos \beta + 2m \cdot (h_{\alpha}^* + x_{1,2}); \quad (3.33)$$

Диаметр впадин:

$$d_{f12} = m \cdot z_{1,2} / \cos \beta - 2m \cdot (h_{\alpha}^* + c^* - x_{1,2}); \quad (3.34)$$

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_m \cdot m; \quad (3.35)$$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + (1 \dots 2) \cdot m; \quad (3.36)$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) / \cos \beta. \quad (3.37)$$

Для определения параметров прямозубых колес принимаем $\beta = 0^\circ$ (все зубчатые колеса прямозубые). При $m \leq 0,5$ коэффициент радиального зазора $c^* = 0,5$, $h_{\alpha}^* = 1$ [3, с. 42]. Так как передача выполнена с нулевыми колесами, то смещение от исходного контура равно нулю: $x_1 = x_2 = 0$.

Построим таблицу со значениями геометрических параметров для всех зубчатых колес, используя формулы (3.32) – (3.37). Учтем, что $m = 0,5$ мм для всех зубчатых колес и $\psi_m = 10$ по п. 3.3.3:

Таблица 3.6 - Геометрические параметры зубчатых колес

№ колеса	Число зубьев z	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	$b_{1,2}$, мм	a_{ω} , мм
1 (ш)	20	10	11	8,5	6	15
2 (к)	40	20	21	18,5	5	
3 (ш)	20	10	11	8,5	6	17,5
4 (к)	50	25	26	23,5	5	
5 (ш)	20	10	11	8,5	6	30
6 (к)	100	50	51	48,5	5	

Уточненные геометрические параметры в непосредственном зацеплении двух зубчатых колес показаны на рис. 3.4:

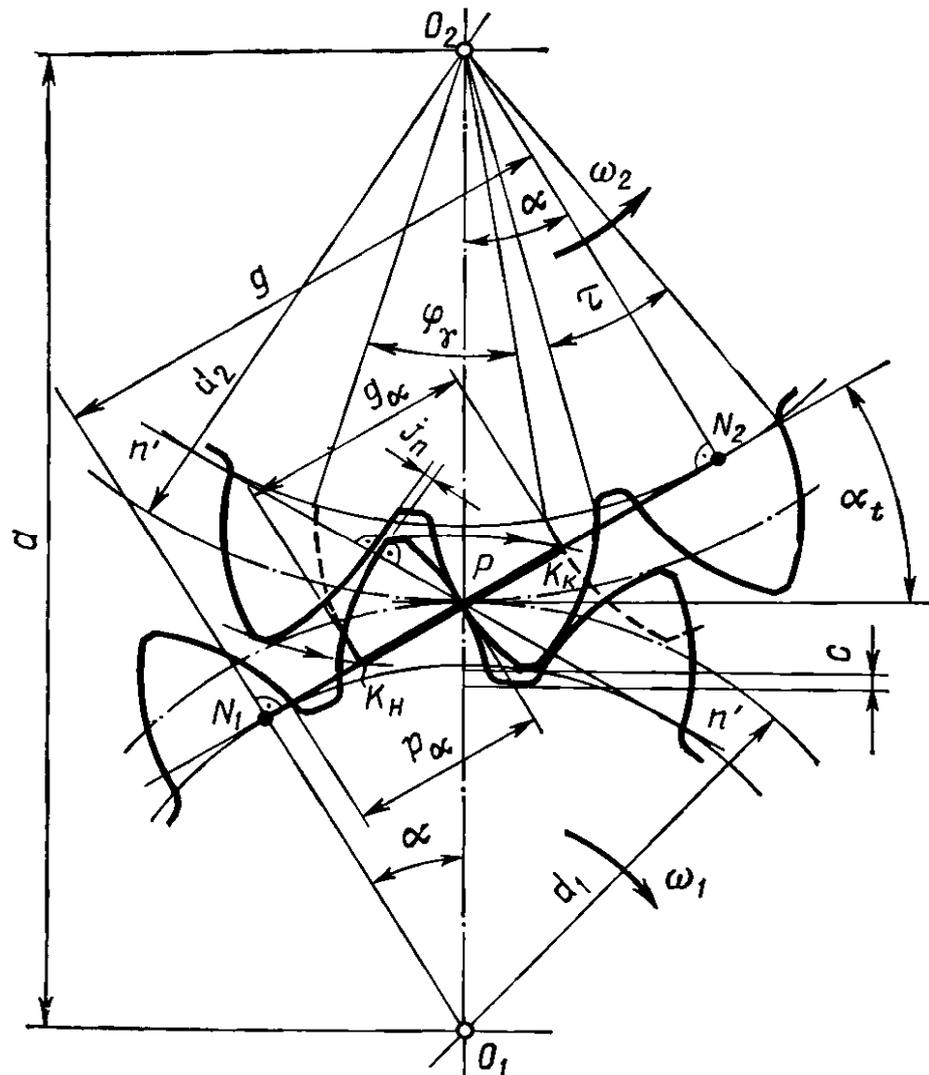


Рис. 3.4

Обратим внимание на размеры шестерни первой ступени, которые должны позволять крепить её на валу двигателя:

диаметр вала двигателя: $d_I = 5$ мм,

диаметр впадин 1-ой шестерни: $d_{f1} = 8,5$ мм.

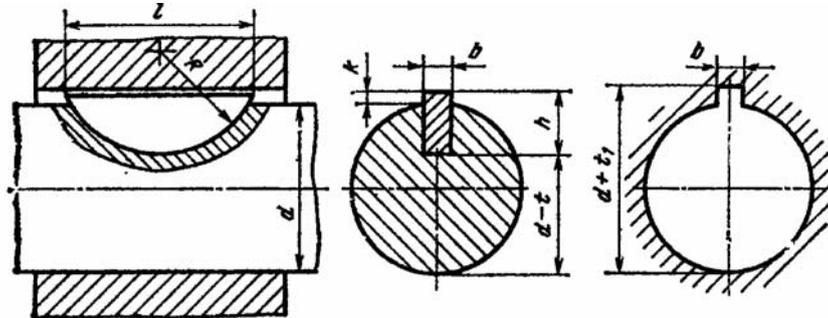


Рис. 3.5

Так как на валу двигателя шпонка сегментная [5, с. 42], то исходя из данных [8, с. 412], приведем размеры шпонки (рис. 3.5) для вала двигателя:

при $d_I = 5$ мм выбираем шпонку 1,5×2,6 ГОСТ 24071-97,

ширина $b = 1,5$ мм,

высота $h = 2,6$ мм,

диаметр сегмента $D = 7$ мм,

глубина шпоночного паза: вала $t_1 = 2,0$ мм,

втулки $t_2 = 0,8$ мм.

Для корректного крепления шестерни на валу двигателя необходимо, чтобы кратчайшее расстояние от шпоночного паза втулки до диаметра впадин шестерни составляло не менее $(2..2,5) \cdot m$ [13, с. 5-6]:

$$d_{f1} - (d_I + t_2) \geq (2..2,5) \cdot m, \quad (3.38)$$

$$8,5 - (5 + 0,8) \geq (2..2,5) \cdot 0,5 \Leftrightarrow 2,7 \geq 1..1,25$$

Условие (3.38) выполняется, следовательно, размеры 1-й шестерни позволяют закрепить ее на валу двигателя.

4. Расчет предохранительной муфты

4.1 Определение геометрических параметров

По условию ТЗ в качестве предохранительной муфты выбираем пружинно-шариковую муфту. Эти муфты более просты в изготовлении и отличаются большей надежностью, чем пружинно-кулачковые, потому что в них трение скольжения на кулачках частично заменено трением качения на шариках (рис. 4.1):

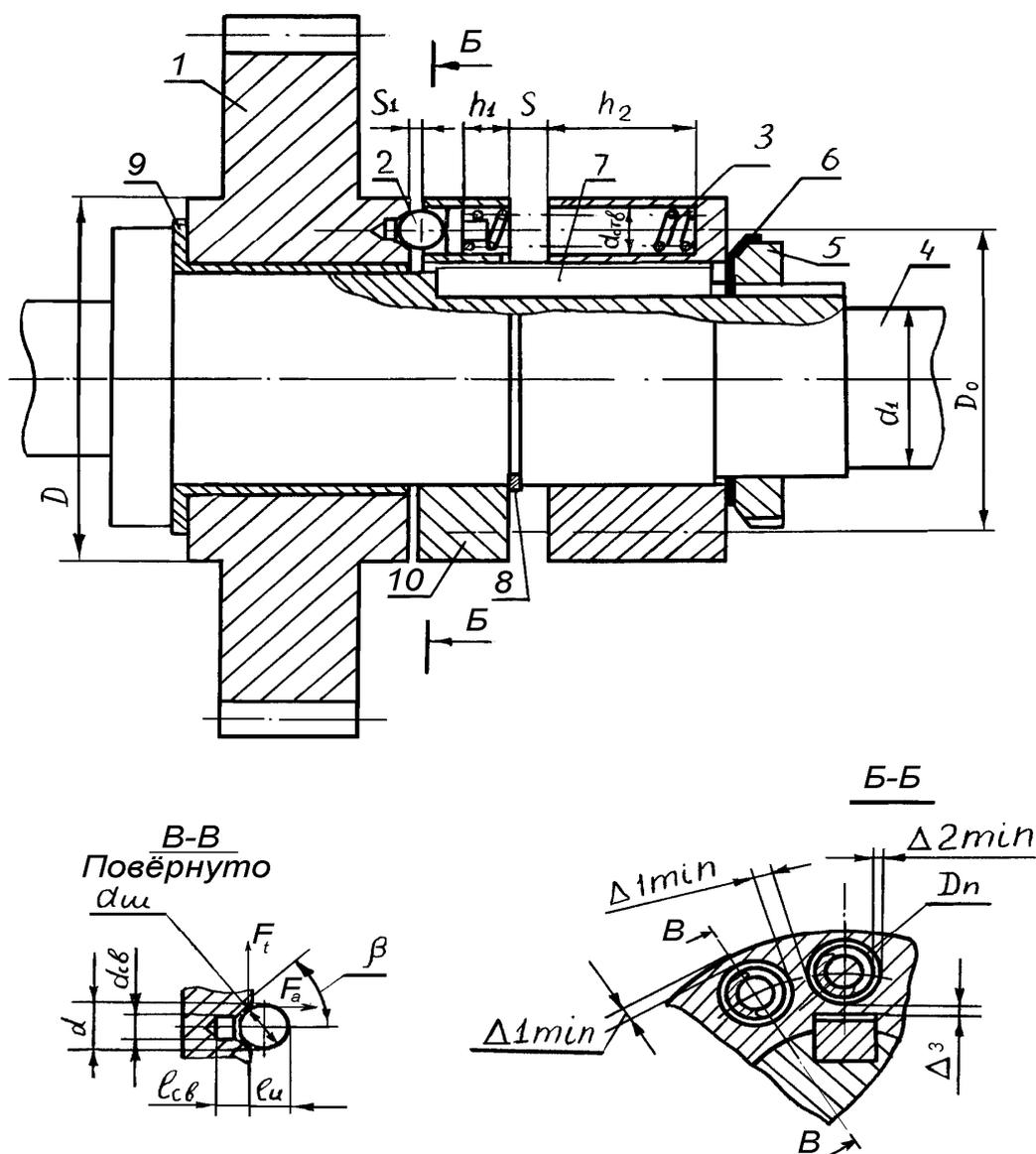


Рис. 4.1 Шариковая предохранительная муфта

Проектирование муфты начинается с проектирования вала: для расчетов примем значение диаметра вала $d_{III} = 4$ мм [11, с. 20].

Для удобства посадки детали и нарезки резьбы вал делают ступенчатым, причем детали барабана посажены на призматическую шпонку следующих размеров [11, с. 21]:

Сечение шпонки: $b \times h = 1,6 \times 1,6$ мм;

Глубина паза: вала: $t = 0,95$ мм;

втулки: $t_l = 0,8$ мм;

Длина шпонки: $l = 5$ мм.

Для подбора пружин для шариковой муфты определим расчетные значения геометрических параметров муфты:

D – наружный диаметр муфты определяется по диаметру впадин зубчатого колеса №4 согласно данным из табл. 3.6 [11, с. 22]:

$D \leq d_{f4}$, примем $D = 20$ мм при $d_{f4} = 23,5$ мм;

D_0 – диаметр центров расточки гнезд под пружины, выбирается в пределах $(2/3..3/5) \cdot D$, примем $D_0 \approx 0,66 \cdot D$ [11, с. 22]:

$D_0 = 0,66 \cdot D = 0,66 \cdot 20 \approx 13,3$ мм.

$\Delta 2_{min}$ – величина зазора между пружиной и отверстием, выбирается из технологических соображений $\Delta 2_{min} = 0,25$ мм [11, с. 27];

$\Delta 1_{min}$ – расстояние между диаметром отверстий и поверхностью барабана пружин (рис. 4.1), выбирается $\Delta 1_{min} = 0,4$ мм [11, с. 27];

$\Delta 3$ – промежуток между шпоночной пазом втулки и диаметром отверстий пружин (рис. 4.1), выбирается $\Delta 3 = 0,5$ мм [11, с. 27];

Рассчитаем максимальный наружный диаметр D_H пружин при данной конструкции шариковой муфты [11, с. 23]:

$D_H = D - D_0 - 2 \cdot \Delta 2_{min} = 20 - 13,3 - 0,5 = 6,2$ мм.

Диаметр пружины равный $D_H = 6,2$ мм, полученный по результатам расчетов, приводят к ближайшему диаметру шарика из стандартного ряда [11, с. 32]. При $D_H = 6,2$ мм находим $d_{ш} = 6,0$ мм, однако исходя из конструктивных соображений примем $d_{ш} = 4,0$ мм.

Диаметр лунки в ступице под шарик: $d_{св} = 0,7 \cdot d_{ш} = 0,7 \cdot 4,0 = 2,8$ мм.

Зазор S_l (рис. 4.1) выбирается в пределах $(0,5..0,6) \cdot d_{ш}$, примем $S_l = (0,5..0,6) \cdot 4,0 = 2$ мм.

4.2 Определение силовых параметров

Рассчитаем суммарную силу сжатия пружин – силу предохранения, при которой срабатывают все пружины шариковой муфты, причем учтем, что крутящий момент с зубчатого колеса 4 передается через шариковое сцепление полумуфт на обе части обоймы 10 и барабана пружин, а затем через шпонку 7 на вал 4 (рис 4.1) [12, с. 270]:

$$P_{np} = P \cdot \operatorname{tg}(\beta - \rho - f), \quad (4.1)$$

где:

P – окружная сила, рассчитываемая через момент предохранения, Н [11, с. 30]:

$$P = \frac{2 \cdot M_{np}}{D_0}, \quad (4.2)$$

где

$M_{np} = M_{max} = \gamma \cdot M_{ном}$ – момент предохранения (передаваемый колесом №4 крутящий момент возьмем из п. 3.4.2), определяется через γ – коэффициент повышения нагрузки, для пружинно-шариковых муфт принимается $\gamma = 1,5$ [12, с.255, 258];

β – угол конуса лунки для шарика ($45..55^\circ$), примем $\beta = 45^\circ$ [11, с. 30];

ρ – угол трения шарика и лунок ступицы колеса №4, примерно $\rho = 8,5^\circ$ [11, с. 30];

f – угол трения шарика и обоймы левой полумуфты, при стальной обойме и стальных шариках $f = 8,5^\circ$ [11, с. 30].

Подставим (4.2) в (4.1) с учетом коэффициента повышения нагрузки:

$$P_{np} = \frac{2 \cdot \gamma \cdot M_{ном}}{D_0} \cdot \operatorname{tg}(\beta - \rho - f) = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 192,4}{13,3} \cdot \operatorname{tg}(45^\circ - 8,5^\circ - 8,5^\circ) \approx 23,1 \text{ Н.}$$

При моменте предохранения до 5 Н·м выбираем число шариков $z = 4$ [11, с. 30]. Тогда наибольшая рабочая нагрузка P_2 одной пружины равна [11, с. 28]:

$$P_2 = \frac{P_{np}}{z} = \frac{23,1}{4} \approx 5,8 \text{ Н.} \quad (4.3)$$

Определим силу пружины при предварительной деформации (силу, удерживающую шарик в лунках при отсутствии крутящего момента на валу) [11, с. 22]:

$$P_1 = \frac{2 \cdot M_{ном}}{z \cdot D_0} \cdot \operatorname{tg}(\beta - \rho - f) = \frac{P_2}{\gamma} = \frac{5,8}{1,5} \approx 3,9 \text{ Н.} \quad (4.4)$$

4.3 Подбор и расчет пружины

Сила сжатия пружины при максимально допустимой деформации определяется по формуле [11, с. 28]:

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - (0,05..0,25)} \approx 6,1..7,7 \text{ Н, примем } P_3 = 7,7 \text{ Н.}$$

где 0,05 .. 0,25 мм – инерционный зазор, на который увеличивают обычный зазор между витками. Он задается в расчетах для того, чтобы

исключить соударение витков пружины при срабатывании предохранительной муфты.

Часть хода пружины, при котором крутящий момент не превышает момента предохранения [11, с. 33]:

$$h = \frac{d_w \cdot (1 - \sin \beta)}{2} = \frac{4,0 \cdot (1 - \sin 45^\circ)}{2} \approx 0,59 \text{ мм.} \quad (4.5)$$

Определим жесткость пружины [11, с. 28], используя данные из формул (4.3), (4.4), (4.5):

$$k_0 = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{5,8 - 3,9}{0,59} \approx 3,22 \text{ Н/мм.} \quad (4.6)$$

Для расчета следует подобрать материал пружины: сталь 60С2А – сталь специальная рессорно-пружинная кремнистая (ГОСТ 14959-79*). Её характеристики приведены в табл. 4.1 [16, с. 317]:

Таблица 4.1 - Механические характеристики стали 60С2А

Твердость стали термически обработанной		НВ	269
Твердость стали термически необработанной		НВ	302
Температура закалки, °С			870
Температура отпуска, °С			420
Предел прочности, МПа	не	σ_b	1400
Предел текучести, МПа	менее	σ_T	1600

Допустимое напряжение кручения (допускаемое касательное напряжение) для легированных сталей $[\tau] = 750 \text{ МПа}$ [16, с. 319].

Предварительно назначаем индекс пружины $c = D/d$ – параметр, характеризующий ее жесткость и равный отношению среднего диаметра пружины D к диаметру проволоки d , примем $c = 8$ [16, с. 321-322].

Определим поправочный коэффициент k , учитывающий кривизну витков [16, с. 321]:

$$k = \frac{4 \cdot c + 2}{4 \cdot c - 3} = \frac{4 \cdot 8 + 2}{4 \cdot 8 - 3} \approx 1,172.$$

Рассчитаем диаметр проволоки d [16, с. 321]:

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{P_3 \cdot c \cdot k}{[\tau]}} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{7,7 \cdot 8 \cdot 1,172}{750}} \approx 0,496 \text{ мм.}$$

Округляя до ряда стандартных значений, получаем $d = 0,5 \text{ мм}$, тогда средний диаметр пружины определяется через индекс:

$$D = c \cdot d = 8 \cdot 0,5 = 4,0 \text{ мм.}$$

Максимальное напряжение кручения должно быть меньше допускаемого напряжения кручения [16, с. 321]:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot P_3 \cdot D \cdot k}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 7,7 \cdot 4 \cdot 1,172}{\pi \cdot 0,5^3} \approx 735,4 \leq [\tau] = 750 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется, следовательно, материал пружины выбран верно.

Определим рабочее число витков (для обеспечения рабочего перемещения пружины) [8, с. 301]:

$$n_1 = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k_0} = \frac{G \cdot d}{8 \cdot c^3 \cdot k_0}, \quad (4.7)$$

где:

G – модуль упругости второго рода, для материала стали принимается равным $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Зная жесткость пружины k_0 из (6.6), подставим все рассчитанные параметры в (4.7):

$$n_1 = \frac{G \cdot d}{8 \cdot c^3 \cdot k_0} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 0,5}{8 \cdot 8^3 \cdot 3,22} \approx 3,03.$$

Округляя до полуцелого значения, примем $n_1 = 3$.

Полное число витков определяется с учетом торцевых витков, идущих на создание опорных поверхностей пружины [11, с. 41]:

$$n = n_1 + (1,5..2) = 5.$$

Определим шаг навивки пружины [16, с. 322]:

$$p = \frac{\lambda}{n_1} + d + \Delta, \quad (4.8)$$

где:

λ – рабочая деформация пружины, мм, определяется как [16, с. 322]:

$$\lambda = \frac{P_3 \cdot h}{P_3 - P_2} = \frac{7,7 \cdot 0,59}{7,7 - 5,8} = 2,39 \text{ мм};$$

Δ – межвитковый зазор, принимается равным $\Delta = 0,1 \cdot d = 0,05$ мм.

Учитывая вышесказанное, определим шаг пружины в свободном состоянии по формуле (4.8):

$$p = \frac{\lambda}{n_1} + d + \Delta = \frac{2,39}{3} + 0,5 + 0,05 \approx 1,35 \text{ мм.}$$

Длина сжатой пружины (до соприкосновения витков) [16, с. 323]:

$$L = (n - 0,5) \cdot d = (5 - 0,5) \cdot 0,5 = 2,25 \text{ мм.}$$

Длина ненагруженной пружины [16, с. 323], используя данные из (4.8):

$$L_0 = L + (p - d) \cdot n_1 = 2,25 + (1,35 - 0,5) \cdot 3 = 4,8 \text{ мм.}$$

Длина заготовки проволоки для навивки при угле подъема витка ненагруженной пружины $6..9^\circ$ [11, с. 41]:

$$l_0 \approx 3,2 \cdot D \cdot n = 3,2 \cdot 4,0 \cdot 5 \approx 64 \text{ мм.}$$

5. Расчет валов и опор редуктора

5.1 Предварительный проектный расчет валов

Предварительное определение диаметра вала, необходимое для выполнения эскиза вала и последующего основного расчета проводят по условному расчету на кручение.

Целесообразно выделить наиболее нагруженный вал в редукторе и выполнить расчёт для него. Самым нагруженными валами являются последние валы: четвертый (выходной) и третий, поэтому расчет проведем для третьего (предпоследнего) и четвертого валов.

Минимальное значение диаметра вала [9, с. 7]:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot [\tau_k]}}, \quad (5.1)$$

где:

M – номинальное значение крутящего момента на валу,

$M = M_{кр\ i}$, где $i = I, II, III, IV$ – номера валов, значения для моментов берутся из п. 3.4.2;

$[\tau_k]$ – предварительное допускаемое напряжение кручения, обычно принимают $[\tau_k] = 20..50$ МПа, примем $[\tau_k] = 25$ МПа;

Составим таблицу для определения минимальных диаметров валов (табл. 5.1). Из конструкторских соображений и по условию ТЗ назначаем диаметры валов из ряда стандартных значений [9, с. 7]:

Таблица 5.1 - Диаметры валов редуктора

№ вала	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i> (винт-гайка)
$M_{кр}$, Н·мм	42	80,4	192,4	924
d_{\min} , мм	2,03	2,52	3,38	5,7
d , мм	5,0	4,0	4,0	10,0

Примечание к табл. 5.1: последним «валом» в редукторе является гайка на ходовом винте, подпираемая опорами в редукторе так, что она может совершать лишь вращательное движение, передаваемое ей колесом № 6, закрепленным винтовым и штифтовым соединением с фланцем гайки.

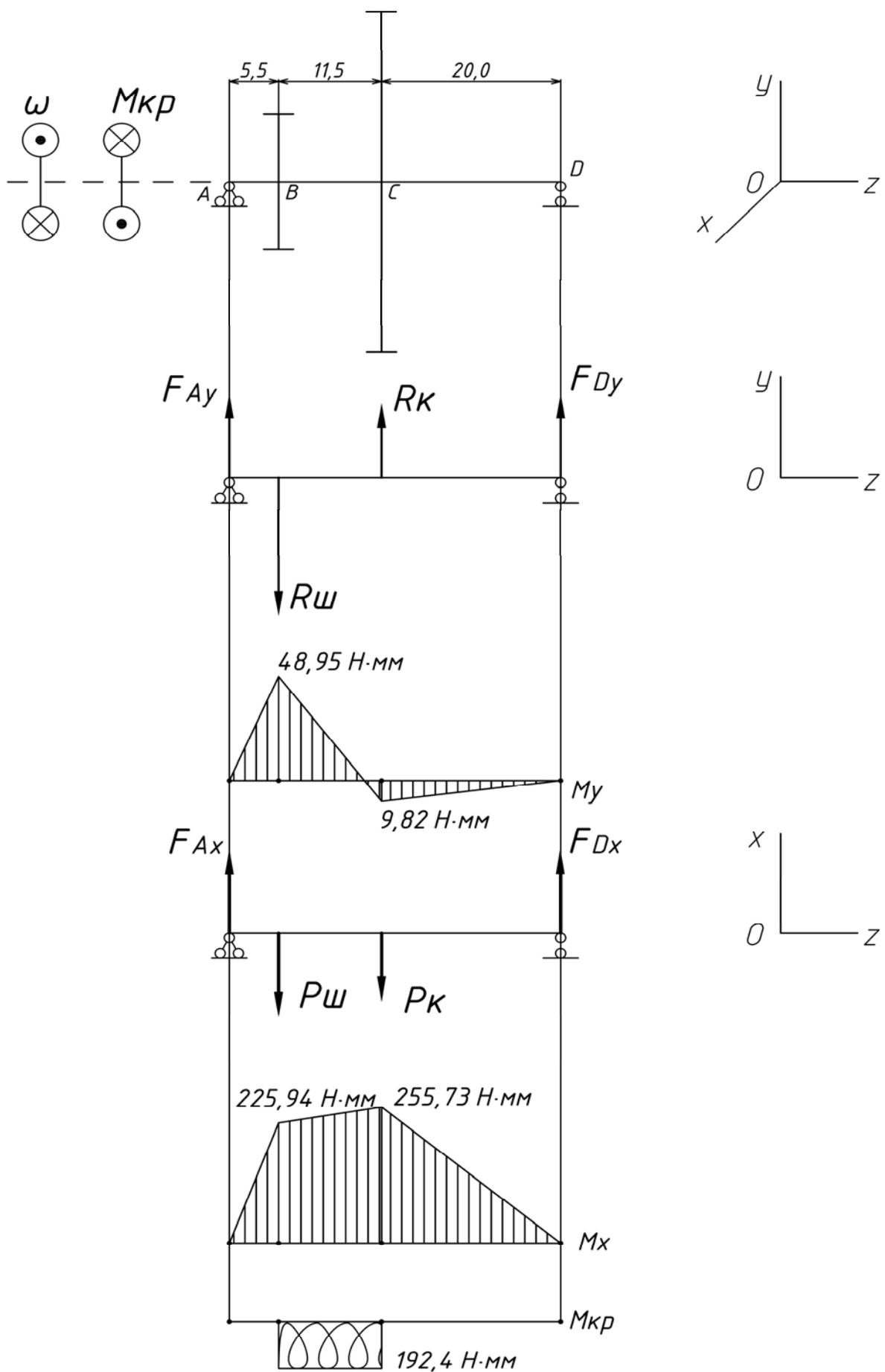


Рис. 5.1 Расчетные схемы и эпюры моментов для вала III

5.2 Расчет вала на статическую прочность

При расчете примем следующие геометрические параметры:

1. Ширина колеса: 5 мм;
2. Ширина шестерни: 6 мм;
3. Расстояние между шестерней и опорой: 1 мм;
4. Расстояние между колесом и опорой: 16 мм;
5. Ширина каждой опоры: 3 мм;
6. Расстояние между колесом и шестерней: 6 мм;

Длина вала № III составляет $l_{III} = 5 + 6 + 1 + 16 + 6 + 3 \cdot 2 = 40$ мм,

причем:

$$l_1 = AB = 3/2 + 1 + 6/2 = 5,5 \text{ мм};$$

$$l_2 = BC = 6/2 + 6 + 5/2 = 11,5 \text{ мм};$$

$$l_3 = CD = 5/2 + 16 + 3/2 = 20 \text{ мм}.$$

Расчетные схемы и эпюры моментов представлены на рис. 5.1.

Для расчета вала определим окружные P и радиальные R силы, действующие на колесо № 4 и шестерню № 5 [9, с. 12]:

$$P = \frac{2 \cdot M_{III}}{d_{к,ш}}, \quad R = P \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (5.2)$$

где:

M_{III} – крутящий момент, действующий на третьем валу, $M_{III} = 192,4$ Н·мм;

d – делительные диаметры колеса № 4 и шестерни № 5 (табл. 3.6);

α – угол зубчатого профиля (угол зацепления), $\alpha = 20^\circ$.

Отсюда для колеса (5.2):

$$P_k = \frac{2 \cdot M}{d_k} = \frac{2 \cdot 192,4}{25} = 15,39 \text{ Н}, \quad R_k = P_k \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 15,39 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 5,6 \text{ Н}.$$

Для шестерни:

$$P_u = \frac{2 \cdot M}{d_u} = \frac{2 \cdot 192,4}{10} = 38,48 \text{ Н}, \quad R_u = P_u \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 38,48 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 14,01 \text{ Н}.$$

Составим уравнения равновесия сил и моментов для вала, учитывая длины приложения сил, чтобы вычислить реакции левой (F_{Ax} и F_{Ay}) и правой опор (F_{Dx} и F_{Dy}):

$$\begin{cases} -P_k - P_u + F_{Ax} + F_{Dx} = 0 \\ -P_k \cdot AC - P_u \cdot AB + F_{Dx} \cdot AD = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{Ax} = P_k + P_u - F_{Dx} \\ F_{Dx} = \frac{P_k \cdot AC + P_u \cdot AB}{AD} \end{cases}.$$

Подставляя ранее вычисленные значения сил и длин, найдем силы в реакциях опор F_{Ax} и F_{Dx} (рис. 5.1):

$$\begin{cases} F_{Dx} = \frac{15,39 \cdot 17 + 38,48 \cdot 5,5}{37} = 12,79 \\ F_{Ax} = 15,39 + 38,48 - 12,79 = 41,08 \end{cases}$$

Аналогично вычислим проекции силы реакций F_{Ay} и F_{Dy} (рис. 5.1):

$$\begin{cases} R_{\kappa} - R_{\mu} + F_{Ay} + F_{Dy} = 0 \\ R_{\kappa} \cdot AC - R_{\mu} \cdot AB + F_{Dy} \cdot AD = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{Ay} = -R_{\kappa} + R_{\mu} - F_{Dy} \\ F_{Dy} = \frac{-R_{\kappa} \cdot AC + R_{\mu} \cdot AB}{AD} \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_{Dy} = \frac{-5,6 \cdot 17 + 14,01 \cdot 5,5}{37} = -0,49 \\ F_{Ay} = -5,6 + 14,01 - (-0,49) = 8,9 \end{cases}$$

Реакции в опорах:

$$\begin{aligned} F_{Ax} &= 41,08 \text{ Н}, & F_{Ay} &= 8,9 \text{ Н}. \\ F_{Dx} &= 12,79 \text{ Н}, & F_{Dy} &= -0,49 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Из полученных эпюр (рис. 5.1) видно, что самым опасным являются сечение C (место посадки шестерни). Определим моменты и напряжения в этом сечении, но перед этим произведем выбор соответствующего материала вала.

Выберем сталь 45 – тот же материал, что использовался при изготовлении шестерен. Уточненные прочностные данные (по ГОСТ 1050-74) стали 45 приведены в следующей таблице [9, с. 32-33]:

Таблица 5.2 - Прочностные характеристики стали 45

Твердость	НВ	241
Предел прочности, МПа	σ_b	610
Предел текучести, МПа	σ_T	360
Предел текучести при сдвиге, МПа	τ_T	220
Предел выносливости при изгибе, МПа	σ_{-1}	280
Предел выносливости при кручении, МПа	τ_{-1}	140

Для диаметра вала $d = 4$ мм осевой W и полярный W_p моменты сопротивления [9, с. 3]:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 4^3 = 6,4 \text{ мм}^3,$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 4^3 = 12,8 \text{ мм}^3.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении C [9, с. 9]:

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{255,73^2 + 9,82^2} \approx 255,91 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Напряжение при изгибе [9, с. 23]:

$$\sigma = \frac{M_u}{W} = \frac{255,91}{6,4} \approx 40 \text{ МПа}.$$

Условие изгибной прочности для стали 45 выполняется [9, с. 13]:

$$\sigma = 40 \leq [\sigma_{-1}]_u = 235 \text{ МПа},$$

где $[\sigma_{-1}]_u$ – предел выносливости материала при изгибе, для материала стали 45 $[\sigma_{-1}]_u = 235 \text{ МПа}$ [9, с. 33].

Напряжение при кручении [9, с. 23]:

$$\tau_k = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{192,4}{12,8} \approx 15,03 \text{ МПа}.$$

Коэффициент перегрузки K_{II} определяется как отношение максимального кратковременно действующего момента (в данном случае – момента пуска двигателя) к номинальному значению момента на валу. Однако так как на валу III установлена предохранительная муфта, то коэффициент перегрузки следует принять равным коэффициенту повышения нагрузки γ (данные из п. 4.2) [9, с. 13]:

$$K_{II} = \left[\frac{M_{II}}{M_{ном}} = \frac{49}{29,4} = 1,67 \right] = \gamma = 1,5.$$

Условие статической прочности для вала III [9, с. 14]:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T} \right)^2 \cdot \tau_k^2} \leq \frac{\sigma_T}{n_T}, \quad (5.3)$$

где:

$\sigma_{экр}$ – номинальное эквивалентное сечение в опасном (расчетном) сечении, МПа;

n_T – запас устойчивости по пределу текучести, выбирается в пределах 1,4..1,6, примем $n_T = 1,5$ [9, с. 14].

Подставляя ранее вычисленные значения напряжений и данные из табл. 5.2, получим (5.3):

$$\sigma_{экр} = \sqrt{40^2 + \left(\frac{360}{220} \right)^2 \cdot 15,03^2} \leq \frac{360}{1,5} \Leftrightarrow \sigma_{экр} = 47 \leq 240 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется, следовательно, материал вала выбран верно.

Уточним значение запаса устойчивости n_T по пределу текучести по формуле [9, с. 14]:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{K_{II} \cdot \sigma_{экр}} = \frac{360}{1,5 \cdot 47} \approx 5,1.$$

Так как запас устойчивости получился достаточно большим, то необходимость в дальнейшем расчете на выносливость отпадает, из-за того,

что данный расчет является проверочным и сводится к определению запаса устойчивости по пределу выносливости [9, с. 17].

5.3 Расчет вала на жесткость

Чтобы обеспечить нормальную работу деталей, расположенных на валах, необходимо ограничить их смещения – деформации изгиба и кручения.

Условие крутильной жесткости определяется формулой [9, с. 17]:

$$\varphi_{расч} = \frac{M_{кр} \cdot l_p}{G \cdot J_p} \leq [\varphi], \quad (5.4)$$

где:

$\varphi_{расч}$ – расчетный угол закручивания, рад;

G – модуль упругости второго рода, для сталей валов принимается равным $G = 8,35 \cdot 10^4$ МПа [9, с. 3];

J_p – полярный момент инерции вала, рассчитывается как [9, с. 3]:

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 4^4}{32} \approx 25,13 \text{ мм}^4;$$

l_p – рабочая длина валика (работающая на крутящий момент), равна расстоянию между колесом и шестерней: $l_p = BC = 11,5$ мм.

$[\varphi]$ – допустимый угол закручивания, принимается $[\varphi] \leq (5..10)'$ [9, с. 17]:

Подставляя найденные значения в (5.4), получим:

$$\varphi_{расч} = \frac{192,4 \cdot 11,5}{8,35 \cdot 10^4 \cdot 25,13} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot 60 \approx 3,62 \leq 5..10'.$$

При значительной длине и недостаточной крутильной жёсткости валика упругий мёртвый ход в механизме может оказаться недопустимо большим. Для того чтобы значение упругого мёртвого хода не превосходило допустимый угол закручивания, должно выполняться соотношение (примем допустимый угол закручивания $[\varphi] = 7,5'$) [17, с. 8]:

$$d_\varphi \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot M_{кр} \cdot l_p}{\pi \cdot G \cdot [\varphi]}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 192,4 \cdot 25,5}{\pi \cdot 8,35 \cdot 10^4 \cdot 7,5 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{1}{60}}} \approx 3,97 \text{ мм}.$$

Так как диаметр третьего вала $d_{III} = 4$ мм и $4 \geq 3,97$, то $d \geq d_\varphi$.

Условие жесткости (5.4) выполняется, следовательно, диаметры валов из табл. 5.1 подобраны верно.

5.4 Подбор и расчет опор редуктора

Определим суммарную реакцию в опорах вала III (рис 5.1):

$$R_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{41,08^2 + 8,9^2} \approx 42,03 \text{ Н};$$

$$R_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{12,79^2 + 0,49^2} \approx 12,8 \text{ Н}.$$

Так как $R_D \leq R_A$, то расчет будем вести по левому подшипнику (в точке А): $F_{r1} = R_A = 42,03 \text{ Н}$.

Осевая нагрузка представляет собой силу прижатия пружинами (шариковой предохранительной муфты) колеса № 4 через опоры скольжения левой полумуфты к валу III: $F_a = P_{np} = 23,1 \text{ Н}$.

Так как в ТЗ отсутствуют ограничения на момент сопротивления и точность центрирования при низких и средних скоростях вращения, то по рекомендациям выберем опоры с трением скольжения. Они отличаются высокой прочностью, износоустойчивостью, простотой конструкции и работоспособностью при нагрузках различного направления [17, с. 17].

Так как для цапфы применяется материал вала – сталь 45, то для материала подшипника выберем бронзу БрОФ10-1, используемую при больших удельных нагрузках и средних скоростях скольжения со следующими параметрами [Анурьев, т. 1, с. 198; ГОСТ 613-79].

Таблица 5.3 - Физико-технологические свойства бронзы БрОФ10-1

Коэффициент линейного расширения, $\times 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$	α	18,4
Модуль упругости, МПа	E	100940
Плотность, кг/м^3	ρ	8760
Предел прочности, МПа	σ_s	245
Предел текучести, МПа	σ_T	196
Твердость	НВ	90
Способ литья	Литье в кокиль	

Назначаем диаметр цапфы d согласно [17, с. 13]:

$$d_2 = (1,6..2,0) \cdot d, \quad (5.5)$$

где d_2 – диаметр валика, $d_2 = 4,0 \text{ мм}$.

Длина цапфы определяется формулой [17, с. 13]:

$$l = \lambda \cdot d, \quad (5.6)$$

где λ – коэффициент длины цапфы, примем в диапазоне $\lambda = 0,5..1,5$.

Определим геометрические параметры цапфы из (5.5) и (5.6):

$$d = \frac{d_2}{1,6..2,0} = \frac{4}{1,6..2,0} = 2..2,5 \text{ мм, однако, примем } d = 3 \text{ мм, так как это}$$

соответствует минимальному внутреннему диаметру втулки для опоры скольжения по ГОСТ 1978-81;

$$l = \lambda \cdot d = 3 \cdot (0,5..1,5) = 1,5..4,5 \text{ мм, примем } l = 3,0 \text{ мм.}$$

Для сопряжения цапф с подшипниками в опорах, работающих со смазкой, при небольших угловых скоростях и для обеспечения высокой точности вращения, примем посадку H7/g6 [17 с. 13].

Схема нагрузки на цапфу вала показана на рис. 5.2:

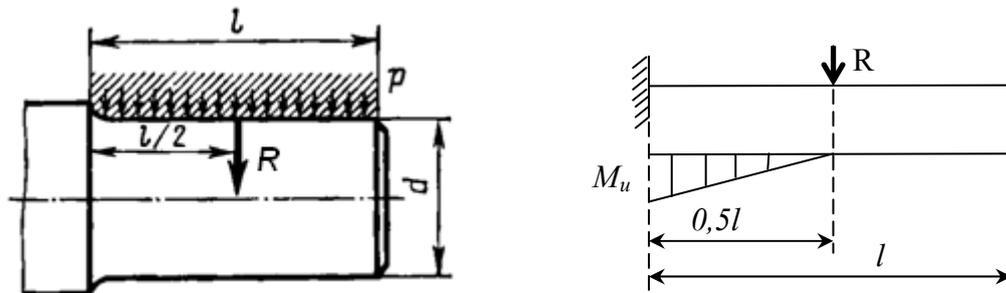


Рис. 5.1 Схема нагружения цапфы

Момент изгиба, действующий на цапфу, при радиальной силе $F_r = R = 38,78 \text{ Н}$:

$$M_u = \frac{R \cdot l}{2} = \frac{42,03 \cdot 3}{2} = 63,05 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Осевой W момент сопротивления:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 3^3 = 2,7 \text{ мм}^3.$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{63,05}{2,7} = 23,4 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение изгиба для цапфы $[\sigma_u] = 455 \text{ МПа}$ [9, с. 33].

Условие изгибной прочности выполняется [17, с. 15]:

$$\sigma \leq [\sigma_u] \Leftrightarrow 23,4 \leq 455 \text{ МПа.}$$

Размеры цапфы должны удовлетворять условию невыдавливания смазки, при котором обеспечивается износостойкость опоры. Выполнение этого условия можно проверить по формуле [17, с. 16]:

$$p = \frac{R}{l \cdot d} \leq [p], \quad (5.7)$$

где:

p – удельная нагрузка в зоне контакта цапфы и подшипника, МПа;

$[p]$ – допускаемое удельное давление, МПа, $[p] = 7,5..8,0 \text{ МПа}$ для пары закаленная сталь – бронза [Анурьев, т. 2, с. 35].

Подставляя значения величин в (5.7), получим:

$$\frac{42,03}{3 \cdot 3} \approx 4,67 \leq 7,5..8,0 \text{ МПа.}$$

Следовательно, условие износостойкости опоры выполняется.

Проверка по критерию теплостойкости необходима для обеспечения нормального теплового режима работы, при котором не разрушается плёнка смазки на трущихся поверхностях [17, с. 16]:

$$p \cdot v \leq [p \cdot v], \quad (5.8)$$

Где:

v – линейная скорость точек поверхности цапфы, м/с, определяется по формуле: $v = \omega_{III} \frac{d}{2} = n_{III} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{d}{2} = 1000 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{3}{2} \div 1000 \approx 0,157$ м/с.

$[p \cdot v]$ – допустимое значение критерия теплостойкости, для пары сталь – брона ОФ значение равно: $[p \cdot v] = 20$ МПа · м/с [17, с. 16].

Подставляя найденные значения в (5.8), получим:

$$4,67 \cdot 0,157 \approx 0,73 \leq 20 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

Следовательно, критерий теплостойкости выполняется.

Таким образом, выбранная конструкция опоры скольжения отвечает требованиям к изгибной прочности, износостойкости и теплостойкости.

Аналогичным образом проведем подбор и расчет подшипников для последнего вала (винта) – для этого следует определить реакции в опорах гайки (номинальный внутренний диаметр опоры равен наружному диаметру гайки). При выборе радиально-упорных шарикоподшипников в качестве опор для гайки учитывается радиальная и осевая односторонняя нагрузка, причем обеспечивается повышенная точность центрирования подвижной части прибора [17, с. 18].

При расчете примем следующие геометрические параметры:

1. Ширина колеса: 5 мм;
2. Расстояние между колесом и первой опорой: 1,5 мм;
3. Расстояние между колесом и второй опорой: 21,5 мм;
4. Ширина каждой опоры: 7 мм;

Длина рабочей длины вала № IV равняется длине гайки $l_{IV} = 5 + 1,5 + 21,5 + 7 \cdot 2 = 42$ мм, причем:

$$l_4 = EF = 7/2 + 1,5 + 5/2 = 7,5 \text{ мм};$$

$$l_5 = FG = 5/2 + 21,5 + 7/2 = 27,5 \text{ мм};$$

Расчетные схемы и эпюры моментов представлены на рис. 5.2:

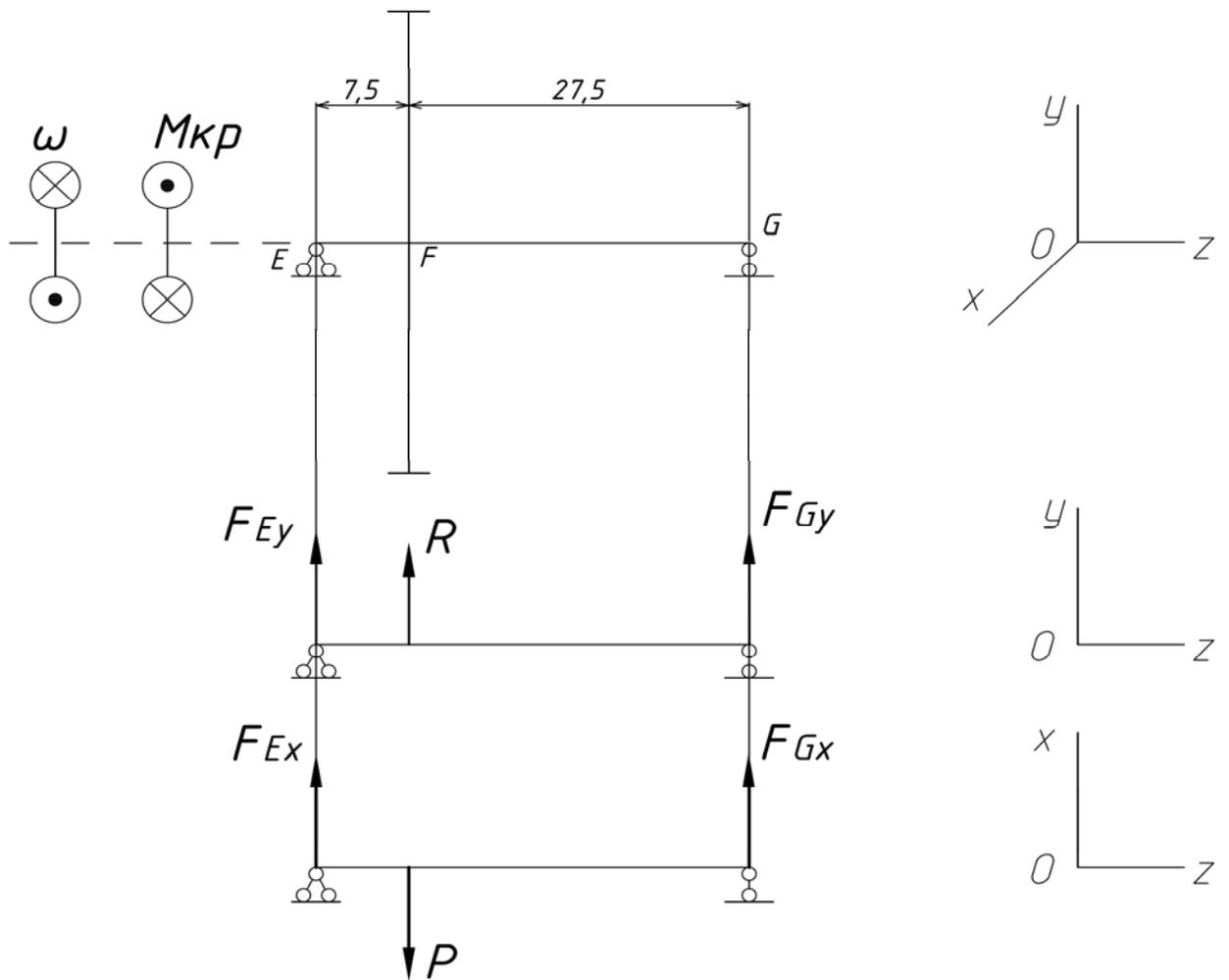


Рис. 5.2 Расчетная схема для опор вала IV

Так же, как и в п. 5.2 определим окружную P и радиальную R силы, действующие на колесо № 6 по формулам (5.2), учитывая, что крутящий момент, действующий на колесе-гайке равен $M_{IV} = 924 \text{ Н}\cdot\text{мм}$, а делительный диаметр колеса равен $d_6 = 50 \text{ мм}$.

Отсюда для колеса:

$$P = \frac{2 \cdot M_{IV}}{d_6} = \frac{2 \cdot 924}{50} = 36,96 \text{ Н}, \quad R = P \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 36,96 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 13,45 \text{ Н}.$$

Определим реакции левой (F_{Ex} и F_{Ey}) и правой опор (F_{Gx} и F_{Gy}), исходя и из уравнений равновесия сил и моментов:

$$\begin{cases} -P + F_{Ex} + F_{Gx} = 0 \\ -P \cdot EF + F_{Gx} \cdot EG = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{Ex} = P - F_{Gx} \\ F_{Gx} = \frac{P \cdot EF}{EG} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{Gx} = \frac{36,96 \cdot 7,5}{35} = 7,92 \\ F_{Ex} = 36,96 - 7,92 = 29,04 \end{cases}$$

Аналогично вычислим проекции силы реакций F_{Ay} и F_{By} (рис. 5.1):

$$\begin{cases} R + F_{Ey} + F_{Gy} = 0 \\ R \cdot EF + F_{Gy} \cdot EG = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{Ey} = -R - F_{Gy} \\ F_{Gy} = -\frac{R \cdot EF}{EG} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{Gy} = -\frac{13,45 \cdot 7,5}{35} = -2,88 \\ F_{Ey} = -13,45 - (-2,88) = -10,57 \end{cases}$$

Отсюда реакции в опорах:

$$F_{Ex} = 29,04 \text{ Н}, \quad F_{Ey} = -10,57 \text{ Н}.$$

$$F_{Gx} = 7,92 \text{ Н}, \quad F_{Gy} = -2,88 \text{ Н}.$$

Определим суммарную реакцию в опорах вала *IV* (рис 5.2):

$$R_E = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} = \sqrt{29,04^2 + 10,57^2} \approx 31 \text{ Н};$$

$$R_G = \sqrt{F_{Gx}^2 + F_{Gy}^2} = \sqrt{7,92^2 + 2,88^2} \approx 8,43 \text{ Н}.$$

Так как $R_G \leq R_E$, то расчет будем вести по левому подшипнику (в точке *E*), $F_{r1} = R_E = 31 \text{ Н}$.

Осевая нагрузка представляет собой силу прижатия заданной нагрузкой через ходовой винт на гайку к опорам радиально-упорных подшипников: $F_a = F_B = 450 \text{ Н}$.

Отношение $\frac{F_a}{F_r} = \frac{450}{31} \approx 14,5 > 1$, следовательно, в качестве опор выбираем

тип радиально-упорных шарикоподшипников 46000 с углом контакта $\alpha = 26^\circ$, так как при увеличении данного угла возрастает воспринимаемая осевая нагрузка и жесткость подшипника [17, с. 18].

Для колеса-гайки вала-винта *IV* выберем радиально-упорные шарикоподшипники 1046902 ГОСТ 831-75 серии диаметров 9, серии ширин 1 со следующими параметрами:

Таблица 5.4 - Параметры шарикоподшипников 1046902

Номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца, мм	<i>d</i>	15
Номинальный диаметр цилиндрической поверхности наружного кольца, мм	<i>D</i>	28
Номинальная ширина подшипника, мм	<i>B</i>	7,0
Монтажная высота подшипника, мм	<i>T</i>	7,0
Номинальная координата монтажной фаски, мм	<i>r</i>	0,5
Номинальная координата фаски со стороны наружного торца, мм	<i>r₁</i>	0,2
Диаметры шариков, мм	<i>D_w</i>	4
Масса, кг		0,016
Статическая грузоподъемность, Н, не менее	<i>C₀</i>	2120
Динамическая грузоподъемность, Н, не менее	<i>C</i>	3450

Так как частота вращения колеса-гайки $n > 1$ об/мин, то расчет шарикоподшипников осуществляется по динамической грузоподъемности *C*. При этом пользуются эмпирической зависимостью [17, с. 26]:

$$(C)_p = 0,01 \cdot P \cdot \sqrt[3]{60 \cdot n \cdot L}, \quad (5.9)$$

где:

L – долговечность, ограниченная сроком наработки двигателя, ч;

n – частота вращения подвижного кольца, равна частоте вращения третьего вала, $n = 200$ об/мин;

$(C)_p$ – расчетная динамическая грузоподъемность, Н;

P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н, определяется по формуле [17, с. 26]:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (5.10)$$

где:

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца $V = 1$;

K_σ – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамичности нагружения в условиях эксплуатации, при кратковременных перегрузках до 150% от расчетной нагрузки выберем $K_\sigma = 1,5$ [17, с. 27];

K_T – температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника.

Рабочая температура подшипника лежит ниже, чем приводимая в таблицах, поэтому $K_T = 1$ [17, с. 27].

При действии на радиально-упорный подшипник радиальной нагрузки в нем возникает осевая составляющая, которая равна [17, с. 28]:

$$F_s = 1,3 \cdot R \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Для левого подшипника (в точке E):

$$F_{s1} = 1,3 \cdot R_E \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,3 \cdot 31 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ = 19,66 \text{ Н.}$$

Для правого (в точке G):

$$F_{s2} = 1,3 \cdot R_G \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,3 \cdot 8,43 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ = 5,35 \text{ Н.}$$

Тогда общая осевая нагрузка в левом подшипнике (как более нагруженном) равна [17, с. 28]:

$$F_{a2} = F_{s1} + F_a = 5,35 + 450 = 455,35 \text{ Н.}$$

Значения коэффициентов X и Y берутся из таблиц [17, с. 26]:

При $\alpha = 26^\circ$:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{455,35}{1 \cdot 31} \approx 14,69 > 0,68, \text{ отсюда:}$$

$$X = 0,41, Y = 0,87.$$

Подставляя значения коэффициентов в (5.9) и (5.10), получим:

$$P = (0,41 \cdot 1 \cdot 31 + 0,87 \cdot 455,35) \cdot 1,5 \cdot 1 = 613,3 \text{ Н.}$$

Расчетная величина динамической грузоподъемности определяется по формуле [17, с. 28]:

$(C)_p = 0,01 \cdot P \cdot \sqrt[3]{60 \cdot n \cdot L} = 0,01 \cdot 613,3 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 200 \cdot 5000} \approx 2401 < C = 3450 \text{ Н}$,
следовательно, радиально-упорный подшипник подобран верно.

5.5 Расчет КПД опор

При одновременном действии на подшипник радиальной или осевой нагрузки момент трения определяется по следующей формуле [17, с. 17,30]:

Для опор скольжения:

$$M_{mp,ск.} = M_r + M_a, \quad (5.11)$$

где:

M_r – момент силы трения, зависящий от радиальной нагрузки, рассчитывается по формуле [17, с. 17]:

$$M_r = 0,635 \cdot f \cdot F_r \cdot d, \quad (5.12)$$

где:

f – коэффициент трения скольжения, при материалах сталь - бронза и наличии смазки $f = 0,10$;

M_a – момент силы трения, зависящий от осевой нагрузки, рассчитывается по формуле [17, с. 17]:

$$M_a = \frac{1}{3} \cdot f \cdot F_a \cdot \frac{d_2^3 - d_1^3}{d_2^2 - d_1^2}, \quad (5.13)$$

где:

d_2 – диаметр вала с учетом фасок, примем $d_2 = d_{III} - 2 \cdot c = 4,0 - 2 \cdot 0,2 = 3,6 \text{ мм}$ [Анурьев, т. 2, с. 12];

d_1 – диаметр отверстия под цапфу с учетом фасок, примем $d_1 = d + 2 \cdot c = 3,0 + 2 \cdot 0,2 = 3,4 \text{ мм}$ [Анурьев, т. 2, с. 36].

Для опор качения:

$$M_{mp,кач.} = M_0 + (1,25 \cdot F_r + 1,5 \cdot F_a) \cdot f_k \cdot \frac{D_0}{D_w}, \quad (5.14)$$

где:

M_0 – начальный момент трения ненагруженного подшипника, Н·мм, определяется по эмпирической зависимости [17, с. 30]:

$$M_0 = 0,04 \cdot D_0; \quad (5.15)$$

f_k – коэффициент трения качения, принимается равным 0,01..0,02 мм при радиальной нагрузке и 0,03..0,04 мм при осевой нагрузке;

D_w – диаметр шариков, мм;

D_0 – диаметр окружности центров шариков, мм, определяется по формуле [17, с. 30]:

$$D_0 = (d + D) / 2. \quad (5.16)$$

КПД опор определяется как [3, с. 45]:

$$\eta_{подш} = \frac{M_{кр} - M_{тр.}}{M_{кр}} \cdot 100\% . \quad (5.17)$$

Отсюда (5.11) – (5.13):

$$M_r = 0,635 \cdot f \cdot F_r \cdot d = 0,635 \cdot 0,10 \cdot 42,03 \cdot 3,0 \approx 8,01 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$M_a = \frac{1}{3} \cdot f \cdot F_a \cdot \frac{d_2^3 - d_1^3}{d_2^2 - d_1^2} = \frac{1}{3} \cdot 0,10 \cdot 23,1 \cdot \frac{3,6^3 - 3,4^3}{3,6^2 - 3,4^2} \approx 4,04 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{тр.ск.} = M_r + M_a = 8,01 + 4,04 = 12,05 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определим момент трения опор вала *IV*, используя формулы (5.14) – (5.16):

Таблица 5.5 – Момент трения опор вала *IV*

$d / D / D_w$, мм	$f_{кз}$, мм	F_a , Н	F_r , Н	D_0 , мм	M_0 , Н·мм	$M_{тр. кач.}$, Н·мм	$M_{кр}$, Н·мм
15 / 28 / 4	0,035	455,35	31	21,5	0,86	117	924

По формуле (5.17) определим КПД всех опор редуктора, причем примем равными КПД опор валов *II* и *III*, имеющих одинаковые подшипники скольжения:

$$\eta_{подш II, III} = \frac{M_{кр III} - M_{тр.ск.}}{M_{кр}} \cdot 100\% = \frac{192,4 - 12,05}{192,4} \cdot 100\% \approx 94\% ;$$

$$\eta_{подш IV} = \frac{M_{кр} - M_{тр.ск.}}{M_{кр}} \cdot 100\% = \frac{924 - 117}{924} \cdot 100\% \approx 87\% .$$

6. Проверочный расчет ЭМП

6.1 Проверка правильности выбора двигателя

Условие правильного выбора двигателя для повторно-кратковременного режима определяется соотношением [3, с. 43]:

$$M_{II} \geq M_{д.пр.}^* + M_{с.пр.}^* \text{ и } M_{ном} \geq M_{с.пр.}^* \quad (6.1)$$

где:

$M_{с.пр.}^*$ и $M_{д.пр.}^*$ – соответственно уточненные статический и динамический моменты, приведенные к валу двигателя.

Значение $M_{с.пр.}^*$ определяется по формуле (3.22), где вместо ориентировочных значений используют уточненные значения КПД передач и опор:

$$M_I = \frac{M_{II}}{i_{I-II} \eta_{I-II}^* \eta_{подш.}^*}.$$

Учтем тот фактор, что, так как в ТЗ не задано ускорение выходного звена при включении двигателя, то оно принимается равным нулю: $\varepsilon = 0$. Поэтому расчет уточненного динамического момента в данном случае не проводится. Однако динамическая составляющая суммарного момента нагрузки учитывается в принятом ранее (п. 3.4.2) коэффициенте динамичности внешней нагрузки: $\xi_D = 2,2$. Вместо отдельного расчета уточненных статических и динамических моментов проводится расчет суммарного уточненного момента.

Для того чтобы узнать, выполняются ли условия (6.1), необходимо определить уточненные КПД передач редуктора.

Для цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления КПД равно (при $F < 30$ Н) [3, с. 44]:

$$\eta_u^* = 1 - \pi \cdot f \cdot \varepsilon_v \cdot C \cdot \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) / 2, \quad (6.2)$$

где:

F – окружная сила на ведомом валу, Н, равна $F = 2 \cdot M_2 / (d_2 \cdot \xi_D)$;

ε_v – коэффициент перекрытия, принимается $\varepsilon_v = 1,5$;

f – коэффициент трения, при легкой смазке для закаленных колес принимается $f = 0,06$.

C – коэффициент нагрузки для цилиндрических передач, для цилиндрических передач [3, с. 44]:

$$C = \frac{F + 2,92}{F + 0,174}. \quad (6.3)$$

Определим уточненные значения КПД передач редуктора с помощью формул (6.1) – (6.3) и данных из п. 3.4.2 и табл. 3.6:

Таблица 6.1 - Уточненные значения КПД передач

№ з/к	d , мм	z	M_c , Н·мм	F_2 , Н	C	$\eta_{\text{ц}}^*$
1	10	20	36,5	3,65	1,72	0,996
2	20	40				
3	10	20	87,5	7	1,38	0,996
4	25	50				
5	10	20	420	16,8	1,16	0,994
6	50	100				

Используя данные о КПД передач из табл. 6.1 и данные о КПД опор из п. 5.5, определим уточненные моменты по формуле (3.22):

$$M_{III} = \frac{M_{IV}}{i_{III-IV} \eta_{III-IV} \eta_{\text{подшIII}}} = \frac{420}{5 \cdot 0,994 \cdot 0,94} = 89,9 \text{ Н·мм};$$

$$M_{II} = \frac{M_{III}}{i_{II-III} \eta_{II-III} \eta_{\text{подшII}}} = \frac{89,9}{2,5 \cdot 0,996 \cdot 0,94} = 38,4 \text{ Н·мм};$$

$$M_I = \frac{M_{II}}{i_{I-II} \eta_{I-II}} = \frac{38,4}{2 \cdot 0,996} = 19,3 \text{ Н·мм}.$$

При этом суммарный (статический и динамический) приведенный момент равен:

$$M_{\text{с.пр.}}^* + M_{\text{д.пр.}}^* = M_I \cdot \xi = 19,3 \cdot 2,2 = 42,41 \text{ Н·мм}.$$

Проверим условие (6.1), учитывая момент пуска $M_n = 49 \text{ Н·мм}$, и номинальный момент двигателя $M_{\text{ном}} = 29,4 \text{ Н·мм}$:

$$49 \geq 42,41 \text{ Н·мм}, 29,4 \geq 19,3 \text{ Н·мм}.$$

Проверочный расчет двигателя по моменту выполнен – выбранный двигатель подходит по моменту.

6.2 Проверочный расчет на контактную прочность

Условие прочности для открытых передач [3, с. 46]:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

где действительное контактное напряжение σ_H определяют по фактическим нагрузкам и размерам передачи [3, с. 46]:

$$\sigma_H = \sqrt[3]{\frac{M_{II} \cdot K \cdot K_{\alpha}^3 \cdot (1 + i_{I-II})^3}{b \cdot i_{I-II}^2 \cdot a^2}} \leq [\sigma_H], \quad (6.4)$$

где:

a – межосевое расстояние, мм;

b – ширина колеса, мм, данные для a и b берутся из табл. 3.6;

K_α – коэффициент, для стальных прямозубых цилиндрических передач равен $K_\alpha = 48,5$ МПа;

K – коэффициент расчетной нагрузки, при расчете на контактную прочность:

$$K = K_{HV} \cdot K_{H\beta}, \quad (6.5)$$

где K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба.

Коэффициенты определяются по формулам [3, с. 48]:

$$K_{HV} = 1 + \frac{K_{FV} - 1}{2}, \quad K_{H\beta} = 1 + \frac{K_{F\beta} - 1}{2}, \quad (6.6)$$

где:

K_{FV} – коэффициент динамичности при изгибе, $K_{FV} = 1,1$ для быстроходных колес ($V \geq 0,5$ м/с);

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки при изгибе, $K_{F\beta} = 1,05$ для колес, расположенных между опорами.

Отсюда, используя формулы (6.4), (6.5):

$$K_{HV} = 1 + \frac{1,1 - 1}{2} = 1,05,$$

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{1,05 - 1}{2} = 1,025,$$

$$K = 1,05 \cdot 1,0125 \approx 1,08.$$

Проведем расчет для самой нагруженной ступени редуктора (между валами III и IV):

$$\sigma_{H III-IV} = \sqrt[3]{\frac{M_{IV} \cdot K \cdot K_\alpha^3 \cdot (1 + i_{III-IV})^3}{b_6 \cdot i_{III-IV}^2 \cdot a_{III-IV}^2}} = \sqrt[3]{\frac{924 \cdot 1,08 \cdot 48,5^3 \cdot (1 + 5)^3}{7 \cdot 5^2 \cdot 48^2}} \approx 39,4 \text{ МПа.}$$

Так как $39,4 < 455 < 500$ МПа, то $\sigma_{H III-IV} < [\sigma_H]_к < [\sigma_H]_{ш}$ (по п. 3.4.2.2) и зубчатые колеса удовлетворяют условиям контактной прочности.

6.3 Проверочный расчет при кратковременных перегрузках

Статическая прочность зубьев при перегрузках моментом M_{max} проверяется по условию [3, с. 48]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{пер}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (6.7)$$

где:

$K_{пер}$ – коэффициент перегрузки, из п. 5.2: $K_{пер} = 1,5$;

$[\sigma_H]_{\max}$ – предельно допустимое значение контактного напряжения, при улучшении для материала шестерни и колеса равно [3, с. 49]:

$$[\sigma_H]_{max} = 2,8 \cdot \sigma_T.$$

Для стали 45: $[\sigma_H]_{ш max} = 2,8 \cdot 360 = 1008$ МПа; для стали 35: $[\sigma_H]_{к max} = 2,8 \cdot 320 = 896$ МПа.

Из (6.7):

$$\sigma_{H max} = 39,4 \cdot \sqrt{1,67} = 50,91 \leq [\sigma_H]_{к max} = 896 \leq [\sigma_H]_{ш max} = 1008 \text{ МПа.}$$

Значит, условие прочности выполняется для шестерни и колеса.

6.4 Точностной расчет ЭМП

6.4.1 Выбор степени точности

Определим окружные скорости самого быстрого и самого медленного звеньев. Самое быстрое – шестерня 1, самое медленное – колесо 6.

Тогда:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{ном}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 10 \cdot 5000}{60 \cdot 1000} = 2,62 \text{ м/с}$$

$$V_6 = \frac{\pi \cdot d_6 \cdot n_{ном}}{i_0 \cdot 60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 50 \cdot 200}{60 \cdot 1000} = 0,52 \text{ м/с}$$

Так как окружные скорости в передаче не превышают 6 м/с, принимаем, что все цилиндрические колеса (шестерни) изготовлены по 8-й степени точности (средней точности) [18, с. 94-95]. Она соответствует экономическому уровню точности, т.е. имеет невысокую стоимость.

Для выходной пары винт-гайка (учитывая, что внешний диаметр $d = 10$ мм, а ход трапецеидальной резьбы $s = 3$ мм) выберем посадку, обозначаемую как [15, с. 111]:

$$\text{Tr } 10 \times 3 - 8\text{H}/8\text{e}.$$

6.4.2 Выбор вида сопряжения

Выбор вида сопряжения осуществляют по значению бокового зазора, необходимого для температурной компенсации или размещения смазки. Расчетное значение бокового зазора [3, с. 68]:

$$j_p = j_n^t + j_c \leq j_{n \min}, \quad (6.8)$$

где:

j_n^t – боковой зазор, соответствующий максимальной рабочей температуре, мм;

j_c – боковой зазор, необходимый для размещения смазки, мм.

Для цилиндрических колес параметр j_n^t равен [3, с. 68]:

$$j_n^t = 0,684 \cdot a_w \cdot (\alpha_{з.к.} \cdot (t_{з.к.} - 20^\circ) - \alpha_{кор} \cdot (t_{кор} - 20^\circ)), \quad (6.9)$$

где:

a_{ω} – межосевое расстояние, мм, берется из табл. 3.6;

$\alpha_{з.к.}, \alpha_{кор}$ – коэффициент линейного расширения материала зубчатого колеса и корпуса, $1/^\circ\text{C}$; для стали 45 и стали 35 $\alpha_{з.к.} = 11,9 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, для алюминиевого сплава Д16, используемого в качестве материала корпуса $\alpha_{кор} = 22,6 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$;

$t_{з.к.}, t_{кор}$ – температура нагрева зубчатого колеса и корпуса, из условия ТЗ по условия эксплуатации, примем $t_{з.к.} = t_{кор} = 25^\circ\text{C}$ – максимальная рабочая температура окружающей среды при условиях эксплуатации УХЛ4.1.

Значение зазора, необходимого для размещения смазки, определяют из выражения [3, с. 69]:

$$j_c = (0,01..0,03) \cdot m = 5..15 \text{ мкм},$$

примем $j_c = 6 \text{ мкм}$.

Аналогично проведем расчет натяга вследствие уменьшения бокового зазора, возникаемого из-за охлаждения изделия. Примем $t_{з.к.} = t_{кор} = 10^\circ\text{C}$ – по минимальной рабочей температуре окружающей среды при условиях эксплуатации УХЛ4.1.

Тогда согласно (6.8) и (6.9) назначаем на все передачи вид сопряжения G (с допуском бокового зазора g) с гарантированным боковым зазором $j_{n \min}$:

Таблица 6.2 - Значение бокового зазора

№ передачи	a_{ω} , мм	j_n^t , мкм	j_c , мкм	j_p , мкм	$j_{n \min}$, мкм
1	15	- 0,55 (+25°C)	6	5,45	8
		1,1 (+10°C)		7,1	
2	17,5	- 0,64		5,36	8
		1,28		7,28	
3	30	- 1,1		4,9	9
		2,2		8,2	

6.4.3 Определение кинематической погрешности

Для цилиндрических передач минимальное значение кинематической погрешности в микрометрах для передач 8-ой степени точности [3, с. 57]:

$$F'_{i0 \min} = 0,71 \cdot K_S \cdot (F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (6.10)$$

где:

K_S – коэффициент фазовой компенсации, выбирается из таблиц [3];

$F'_{i1,2}$ – допуски на кинематическую погрешность шестерни и колеса соответственно, мкм, находятся из формулы [3, с. 57]:

$$F'_i = F_p + f_f, \quad (6.11)$$

где:

F_P – допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса (шестерни), мкм, значение F_P выбирается из таблиц [3];

f_f – допуск на погрешность профиля зуба, мкм, также выбирается из таблиц [3].

Максимальное значение кинематической погрешности равно [3, с. 57]:

$$F'_{i0\max} = K \cdot (F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (6.12)$$

где:

K – коэффициент фазовой компенсации, выбирается из таблиц [3].

Произведем перевод минимальной и максимальной кинематической погрешности всех передач из микрометров в угловые минуты [3, с. 62]:

$$\Delta\varphi_{i\min} = \frac{6,88 \cdot F'_{i0\min}}{d_2}, \quad \Delta\varphi_{i\max} = \frac{6,88 \cdot F'_{i0\max}}{d_2}. \quad (6.13)$$

где d_2 – делительный диаметр ведомого колеса, мм.

Определяем координаты середины полей рассеяния E^P_{ij} и поле рассеяния V_{ij} кинематической погрешности передач [3, с. 65]:

$$E^P_{ij} = \frac{\Delta\varphi_{i\max j} + \Delta\varphi_{i\min j}}{2}, \quad V_{ij} = \Delta\varphi_{i\max j} - \Delta\varphi_{i\min j}. \quad (6.14)$$

Определяем суммарную координату середины поля рассеяния кинематической погрешности цепи [3, с. 65]:

$$E^P_{i\Sigma} = \sum_{j=1}^n \xi_j \cdot E^P_{ij}, \quad (6.15)$$

где ξ_j – передаточный коэффициент j -той элементарной передачи, определяется по формуле [3, с. 64]:

$$\xi_j = \frac{1}{i_{j-\epsilon}}, \quad (6.16)$$

где $i_{j-\epsilon}$ – передаточное отношение кинематической цепи между выходными валами j -ой передачи и привода.

Определяем вероятностное значение кинематической погрешности цепи. По условию процент риска $p = 0.27\%$, тогда $t_p = 0.57$ – коэффициент, учитывающий процент риска.

$$\Delta\varphi^P_{i0\Sigma} = E^P_{i\Sigma} + t_p \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^n (\xi_j \cdot V_{ij})^2}. \quad (6.17)$$

6.4.4 Определение мертвого хода кинематической цепи

Для цилиндрических передач минимальное значение мертвого хода определяется по формуле [3, с. 59]:

$$j_{l\min} = \frac{j_{n\min}}{\cos\alpha \cdot \cos\beta}, \quad (6.18)$$

где:

α – угол профиля исходного контура, $\alpha = 20^\circ$;

β – угол наклона боковой стороны профиля, $\beta = 0^\circ$.

Максимальное значение мертвого хода для цилиндрических передач определяется по формуле [3, с. 60]:

$$j_{t\max} = 0.7 \cdot (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2 \cdot f_a^2 + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2}, \quad (6.19)$$

где:

$E_{HS1,2}$ – наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса, мкм;

$T_{H1,2}$ – допуск на смещение исходного контура шестерни и колеса, мкм, для его определения находится F_r – допуск на радиальное биение зубчатого венца, мкм;

f_a – допуск на отклонение межосевого расстояния передачи, мкм;

$(\Delta p)_{1,2}$ – радиальные зазоры в опорах шестерни и колеса, мкм, значениями Δp пренебрежем в силу малости значений;

$F_r, E_{HS1,2}, T_{H1,2}, f_a$ – определяются по таблицам [3].

Произведем перевод минимального и максимального мертвого хода всех передач из микрометров в угловые минуты [3, с. 62]:

$$\Delta \varphi_{Л\min} = \frac{6,88 \cdot j_{t\min}}{d_2}, \quad \Delta \varphi_{Л\max} = \frac{6,88 \cdot j_{t\max}}{d_2}. \quad (6.20)$$

Определяем координаты середины полей рассеяния $E_{Лj}^P$ и поле рассеяния $V_{Лj}$ мертвого хода [3, с. 65]:

$$E_{Лj}^P = \frac{\Delta \varphi_{Л\max j} + \Delta \varphi_{Л\min j}}{2}, \quad V_{Лj} = \Delta \varphi_{Л\max j} - \Delta \varphi_{Л\min j}. \quad (6.21)$$

Определяем значение координаты середины поля рассеяния мертвого хода кинематической цепи [3, с. 66]:

$$E_{Л\Sigma}^P = \sum_{j=1}^n \xi_j \cdot E_{Лj}^P. \quad (6.22)$$

При расчете предельных значений мертвого хода процент риска, т.е. вероятность выхода параметра (размера) за пределы допуска, равен $p = 0.27\%$. Тогда исходя из таблиц [3] $t_p = 0.46$ – коэффициент, учитывающий процент риска. Расчетное значение мертвого хода кинематической цепи [3, с. 65]:

$$\Delta \varphi_{Л\Sigma}^P = E_{Л\Sigma}^P + t_p \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^3 (\xi_j \cdot V_{Лj})^2}. \quad (6.23)$$

Используя формулы (6.8) – (6.21) составим таблицу для определения кинематической погрешности и мертвого хода кинематической цепи (все значения допусков на погрешность в [мкм], все переведенные и рассчитанные значения погрешностей – в угловых минутах [']):

Таблица 6.3 - Определение кинематической погрешности и мертвого хода

№ з/к	1 (ш)	2 (к)	3 (ш)	4 (к)	5 (ш)	6 (к)
z	20	40	20	50	20	100
d , мм	10	20	10	25	10	50
a_{ω} , мм	15		17,5		30	
$i_{k,k+1}$	2		2,5		5	
f_f	11					
F_P	32	34	32	38	32	42
F'_i	43	45	43	49	43	53
K_S	0,76		0,75		0,87	
F'_{i0min}	47,5		49		59,3	
K	0,85		0,83		0,96	
F'_{i0max}	74,8		76,4		92,2	
$\Delta\varphi_{i min}$	16,3		13,4		8,2	
$\Delta\varphi_{i max}$	25,7		21		12,7	
E^P_{ij}	21		17,2		10,5	
V_{ij}	9,4		7,6		4,5	
i_{j-e}	12,5		5		1	
ξ_j	0,04		0,1		0,2	
$E^P_{i\Sigma}$	15,6					
$\Delta\varphi^P_{i0\Sigma}$	18,4					
$j_n min$	8		8		9	
$j_t min$	8,5		8,5		9,6	
F_r	19	21	19	25	19	28
$E_{HSL,2}$	22	24	22	26	22	28
$T_{H1,2}$	32	38	32	38	32	45
f_a	±14		±14		±16	
$j_t max$	72,5		73,9		80,1	
$\Delta\varphi_{Л min}$	2,9		2,3		1,3	
$\Delta\varphi_{Л max}$	24,9		20,3		11	
$E^P_{Лj}$	13,9		11,3		6,2	
$V_{Лj}$	22		18		9,7	
$E^P_{Л\Sigma}$	9,6					
$\Delta\varphi^P_{Л\Sigma}$	15,6					

6.4.5 Анализ результатов точностного расчета

Определим общую погрешность кинематической цепи, используя данные табл. 6.3. Она равна сумме кинематической погрешности и мертвого хода [3, с. 63]:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta\varphi_{i0\Sigma}^P + \Delta\varphi_{л\Sigma}^P = 18,4 + 15,6 = 34,0'.$$

Для того чтобы расчет точности был верен, необходимо, чтобы выполнялось неравенство [3, с. 50]:

$$\Delta_{\Sigma} \leq [\delta_0 \cdot S], \quad (6.23)$$

где:

Δ_{Σ} – погрешность передачи, мкм;

$[\delta_0 \cdot S]$ – заданная погрешность передачи, мкм.

Совершим перевод погрешности колеса-гайки № 6 в угловых минутах в линейную погрешность хода винта в [мм]. Так как за один ход винта гайка проворачивается на 360° , то погрешность перемещения ходового винта:

$$\Delta_{\Sigma_{лин}} = \frac{\Delta_{\Sigma}}{60} \cdot \frac{s}{360} = \frac{34,0}{60} \cdot \frac{3}{360} \approx 0,0047 \text{ мм.}$$

Для точных приводов выполнение условия (6.23) говорит о достаточной точности спроектированного устройства. Зададимся высокой точностью прибора, т.е. примем допустимую ошибку перемещения выходного звена равной в пределах 0,05..0,03 мм [19, с. 11].

Так как $0,0047 < 0,05..0,03$ мм, то условие (6.23) выполняется, следовательно, точностной расчет был произведен верно.

7. Описание конструкции и выводы

7.1 Расчет резьбовых соединений

Задача расчета – определение момента затяжки крепежных деталей ключом моментным по ГОСТ Р 51254-99. В данном случае подлежат расчету резьбовое соединение винтов поз. 32, стягивающих клеммы, а также гайки поз. 41, обеспечивающей регулировку силы прижатия пружин шариковой муфты.

Внешний диаметр винта $d_0 = 2$ мм, диаметр головки винта $a = 3,8$ мм. Внутренний диаметр гайки $d_0 = 4$ мм, размер гайки под ключ $a = 7$ мм. Тогда среднее плечо силы трения ключа составляет [27, с. 106]:

$$d_{cp} = \frac{d_0 + a}{2} = \frac{2 + 3,8}{2} = 2,9 \text{ мм} - \text{ для винтов};$$

$$d_{cp} = \frac{d_0 + a}{2} = \frac{4 + 7}{2} = 5,5 \text{ мм} - \text{ для гайки}.$$

Осевая сила на гайке определяется силой предварительного прижатия пружин, т.е. согласно формуле (4.4) $F = P_1 = 3,9$ Н.

Так как осевая сила, передаваемая ходовым винтом, согласно ТЗ составляет 450 Н, то требуемая осевая сила, необходимая для предотвращения проскальзывания клемм по стойке должна быть не меньше этого значения: $F = F_a = 450$ Н.

Момент завинчивания [27, с. 106]:

$$T_{зав} \approx 0,2 F \cdot d,$$

где $d_{cp} = 1,4 \cdot d$.

Расчетная длина гаечного ключа может быть принята в среднем $14d$. Соотношение между осевой силой на винте F и силой на рукоятке F_p :

$$F \approx 100 \cdot F_p.$$

Тогда моменты завинчивания крепежных деталей:

$T_{зав} = F_p \cdot 14d = 10 \cdot F \cdot d_{cp} / 100 = 3,9 \cdot 10 \cdot 5,5 / 100 \approx 2,15$ Н·мм – для винтов;

$T_{зав} = 10 \cdot F \cdot d_{cp} / 100 = 450 \cdot 10 \cdot 2,9 / 100 \approx 130,5$ Н·мм – для гайки.

Для предотвращения самоотвинчивания винтов предусмотрены шайбы, а для гайки – контр-гайка, завинчиваемая до упора согласно [15, с. 3-30].

7.2 Условия эксплуатации и степень защиты изделия

Согласно ТЗ условию эксплуатации соответствует УХЛ 4.1, которое включает следующие требования по ГОСТ 15150-69:

- Эксплуатация на муше, реках, озерах для макроклиматических районов с умеренным и холодным климатом;
- Для эксплуатации в помещениях с кондиционированным или частично кондиционированным воздухом;
- Диапазон температур:

Рабочий:	+10 .. +25° С;
Предельный:	+1 .. +40° С.
- Влажность воздуха

Относительная:	
Среднегодовое значение:	60% при 20° С;
Верхнее значение:	80% при 25° С;
- Абсолютная влажность среднегодовая 10 г·м⁻³.
- Атмосфера: условно-чистая.
- Степень защиты изделия задана согласно условию ТЗ IP.44, включающая следующие требования:
 - Защита от твердых предметов размером больше 1 мм;
 - Защита от водных брызг.

7.3 Описание конструкции

Механизм линейных перемещений как готовое изделие состоит из следующих сборочных единиц: двигателя, редуктора, заключенного между верхней платой поз. 15 и нижней платой поз. 19, кронштейна *I*, на котором закреплен первый микровыключатель и держателя, на котором через клеммовое соединение закреплен кронштейн *II* со вторым микровыключателем.

Двигатель в сборе крепится к верхней плате через плату поз. 11 при помощи 4-ех винтов поз. 38, а сама плата – через 3 винта поз. 34 и два установочных штифта 56.

Редуктор присоединяется к верхней и нижней плате крышками поз. 14 и 15 соответственно 8-ю винтами поз. 36. В платах устанавливаются 4 подшипника скольжения для валов *II-III* по посадке *H7/r6* [22, с. 36-37]. Радиально-упорные подшипники поз. 43 установлены в крышки по посадке *H7/l0* и по посадке *L0/k6* для внутреннего кольца на колесо-гайку [17, с. 25; 22, с. 38-41].

Все шестерни и зубчатые колесо № 2 устанавливаются на валы по посадкам *H8/k7* [23, с. 18]. В ступицах шестерен и колеса поз. 7, 8, 9 сверлятся отверстия для штифтов, устанавливаемых по плотной посадке *H7/n6* [25, с. 39]. Зубчатое колесо № 4, входящее в состав шариковой муфты

закреплено на втулке поз. 40 по посадке $H7/g6$, а сама втулка неподвижно установлена на вал III по посадке $H7/r6$ [11, с. 22; 23, с. 24]. Зубчатое колесо № 6 установлено на гайке поз. 4 по посадке $H7/k6$ и закреплено тремя винтами поз. 37 по посадке $H8/h7$ и тремя штифтами поз. 55 согласно рекомендациям [25, с. 13-14].

Так как в ТЗ указано, что винт не должен вращаться, то для этого в конструкцию вводится стакан поз. 13, закрепленный в крышку верхней платы при помощи 4-ех винтов поз. 34. В стакане устанавливается призматическая шпонка поз. 53 по плотной посадке $N9/h9$. Она является направляющей для вала-винта IV , поэтому в нем имеется паз для шпонки с посадкой $D10/h9$ [22, с. 42-43], обеспечивающей свободное соединение деталей. Для предотвращения выпадения шпонки, стакан накрывают крышкой поз. 12 и закрепляют тремя винтами поз. 30.

Выходной рабочий конец вала-винта IV выполнен согласно ГОСТ 4907-73 и обозначается как ВС-1 (сплошной гладкий). Другой конец выполнен со сквозным поперечным отверстием под резьбу $M4H6/g6$ для посадки нажимного винта поз. 24. Колпак поз. 25 обеспечивает нажатие кнопки первого микровыключателя. Радиальное положение нажимного винта относительно вала-винта IV и продольное положение колпака относительно нажимного винта обеспечивается установочными винтами поз. 31 и расположенными под ними резиновыми прокладками поз. 26.

Кронштейн I в сборе крепится к нижней плате при помощи 4-ех винтов поз. 34. Держатель в сборе представляет собой стойку поз. 20, прикрепленную болтом поз. 29 к нижней плате. На стойку надевается сборочная конструкция, содержащая кронштейн II с микровыключателем, которая закреплена с двух сторон двумя клеммами поз. 21 с помощью двух винтов поз. 35. Клеммы соосно устанавливаются на стойку и затягиваются винтами поз. 32. Шайба поз. 50 и гайка поз. 41 предотвращают сход клеммы со стойки и определяют крайнее положение уровня микровыключателя на стойке. Таким образом, конструкция держателя позволяет регулировать положение второго микровыключателя, что позволяет изменять ход выходного вала при необходимости.

Верхняя и нижняя платы соединены между собой четырьмя стойками поз. 16. и укреплены распорными втулками поз. 17. Со стороны нижней платы стойки закреплены с помощью шайб поз. 49 и гаек поз. 41. Стойки вдеты в отверстия в платах по посадке $H9/f8$, а распорные втулки надеты на стойки по посадке $H9/h8$ [23, с. 18-20]. Данный конструктивный вариант должен обеспечивать параллельность плат и требуемую жесткость корпуса

[1, с. 248-249]. Со стороны верхней платы в стойках имеются отверстия М4Н8, позволяющие прикрепить механизм к основному изделию.

В целях экономичности все отверстия, которые возможно, сделаны сквозными. Под все винты и гайки положены шайбы в целях предотвращения самоотвинчивания крепежных деталей.

Верхняя и нижняя платы изготовлены из алюминиевого сплава Д16 с целью уменьшения массы конструкции и по экономическим соображениям. Во избежание влияния внешних факторов покрытие деталей – Хим.Фос.окс по ГОСТ 9.306-85.

Разработанная конструкция позволяет получить заданные технические характеристики.

7.4 Расчет размерной цепи

Проведем проверочный расчет размерной цепи вала II в сборе по рекомендациям из [26]. Задача этого расчета заключается в определении номинального размера, допуска и предельного отклонения замыкающего звена, которым является осевой зазор между опорными торцами вала и фланцем подшипника скольжения. Обычно в приборостроении этот осевой зазор составляет от 0,05 до 0,30 мм.

На рис. 7.1 показан фрагмент размерной цепи, где составляющие звенья обозначены так:

A_1 – номинальный осевой размер опорной стойки, $A_1 = 40$ мм;

A_2, A_4 – номинальные осевые размеры втулок опор скольжения (бронза Бр.ОФ10-1), сопрягаемые с цапфами вала, $A_2 = A_4 = 3$ мм;

A_3 – номинальный размер валика между заплечиками (между торцами втулок опор скольжения), $A_3 = 34$ мм;

$A_Δ$ – номинальный размер замыкающего звена (осевой зазор).

В данной размерной цепи размер A_1 будет увеличивающим, а размеры A_2, A_3, A_4 – уменьшающими.

Для выполнения проверочного расчета должны выполняться следующие условия:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^m A_{j \text{ у\textit{в}}} - \sum_{j=1}^n A_{j \text{ у\textit{м}}} , \quad TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^m TA_{j \text{ у\textit{в}}} + \sum_{j=1}^n TA_{j \text{ у\textit{м}}} , \quad (7.1)$$

где:

$\sum_{j=1}^m A_{j \text{ у\textit{в}}}$ – сумма m увеличивающих размеров;

$\sum_{j=1}^n A_{j \text{ у\textit{м}}}$ – сумма n уменьшающих размеров;

TA_{Δ} – допуск замыкающего звена, $TA_{\Delta} = 300 - 50 = 250$ мм.;

$\sum_{j=1}^m TA_{j, y\delta}$ – сумма допусков на m увеличивающихся размеров;

$\sum_{j=1}^n TA_{j, y\mu}$ – сумма допусков на n уменьшающихся размеров.

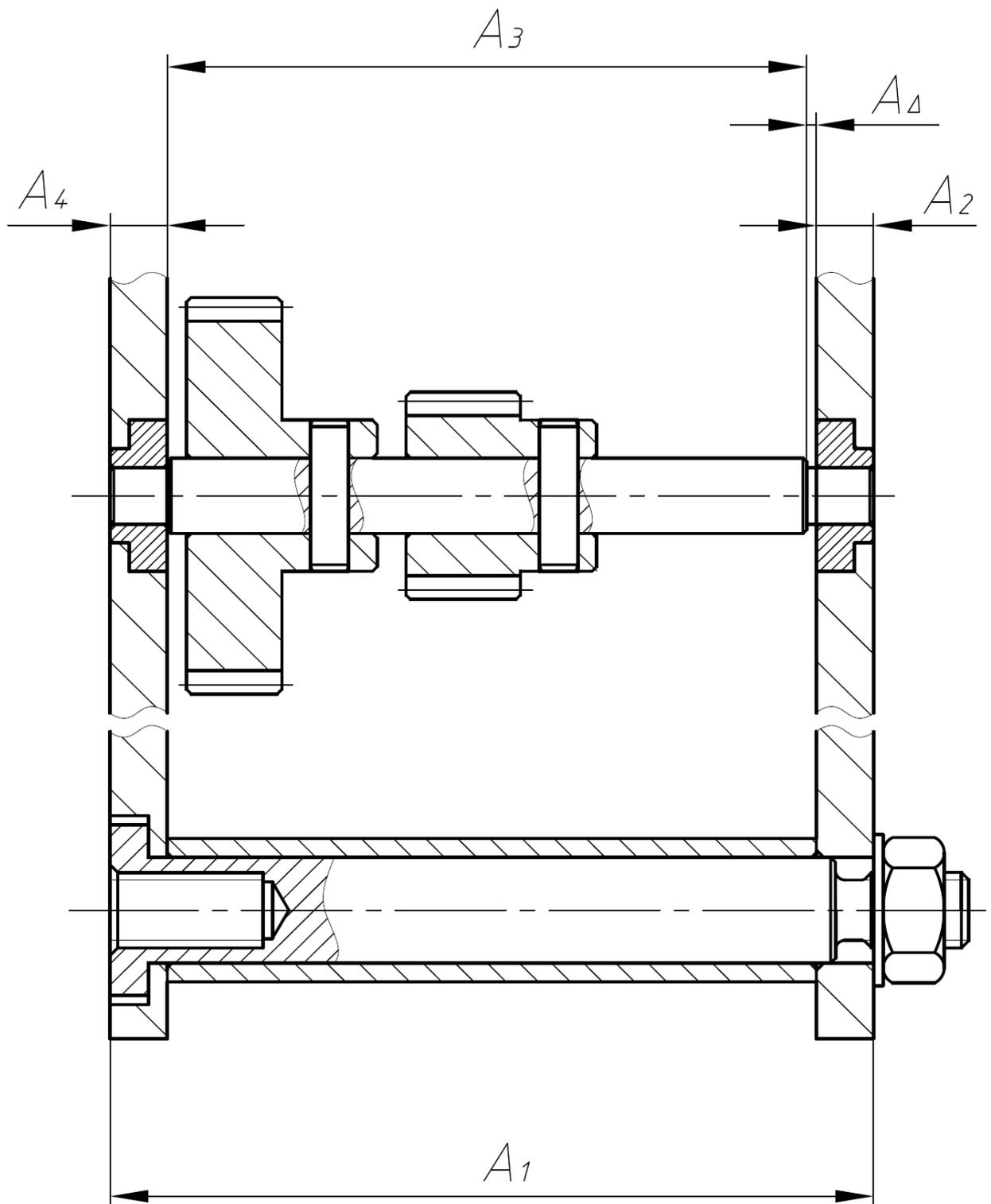


Рис. 7.1 Расчет размерной цепи

Для проверки рассчитаем значение номинального размера замыкающего звена по формуле:

$$A_{\Delta} = |A_1| - \begin{vmatrix} A_2 \\ A_3 \end{vmatrix} = |40| - \begin{vmatrix} +3 \\ +34 \\ +3 \end{vmatrix} = 0 \text{ мм.}$$

Следовательно, номинальные размеры составляющих звеньев подобраны верно.

Согласно ГОСТ 25346-89 высчитаем допуски для каждого звена размерной цепи, учитывая, что по п. 6.4.1 назначен 8-ой квалитет точности:

$$TA_1 = TA_3 = 0,039 \text{ мм}; \quad TA_2 = TA_2 = 0,014 \text{ мм.}$$

Тогда проверим условие (7.1):

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^m TA_{j, \text{ув}} + \sum_{j=1}^n TA_{j, \text{ум}} \Leftrightarrow 250 \geq 0,039 + (2 \cdot 0,014 + 0,039) \Leftrightarrow 250 \geq 0,106 \text{ мкм.}$$

Условие выполняется, следовательно, размерная цепь рассчитана верно, и заклинивание передачи вследствие температурной деформации не произойдет.

7.5 Выводы

При проектировании привода были проведены следующие расчеты: проектный расчет ЭМП, включающий подбор двигателя по мощности и предварительную проверку по моменту; кинематический расчет, включающий определение общего передаточного отношения, определение числа ступеней с учетом требуемого критерия, разбивку по ступеням передаточных отношений. Также был проведен силовой расчет, включающий расчет двигателя по заданной нагрузке и определение модуля, геометрический расчет зубчатых колес входящие в состав привода.

Валы, входящие в состав редуктора, были рассчитаны на статическую прочность и на жесткость. В соответствии с рекомендациями были выбраны и рассчитаны опоры для редуктора.

Был проведен проверочный расчет редуктора: приведен момент сопротивления к валу двигателя, с целью уточненной проверки правильности выбора электродвигателя для редуктора, проведен проверочный расчет на контактную прочность.

По требованиям технического задания был проведен расчет винтовой передачи на прочность при различных деформациях, устойчивость и износостойкость резьбы.

Как показали все проведенные в расчетно-пояснительной записке расчеты, разработанный привод удовлетворяет всем требованиям технического задания.

Список использованных источников

1. Элементы приборных устройств (Основной курс): Учеб. пособие для студентов вузов. В 2-х ч. Ч.1. Детали, соединения и передачи / Тищенко О.Ф., Киселев Л.Т., Коваленко А.П. и др.; Под ред. О.Ф. Тищенко. – М.:Высш. Школа, 1982. – 304 с., ил.
2. Элементы приборных устройств (Основной курс): Учеб. пособие для студентов вузов. В 2-х ч. Ч.2. Приводы, преобразователи, исполнительные устройства / Тищенко О.Ф., Киселев Л.Т., Коваленко А.П.; Под ред. О.Ф. Тищенко. – М.:Высш. Школа, 1982. – 263 с., ил.
3. Ю.А. Кокорев, В.А. Жаров, А.М. Торгов Расчет электромеханического привода: Учеб. пособие / Под редакцией В.Н. Баранова. – М.: Изд-во МГТУ, 1995. – 132 с., ил.
4. Курс лекций Пономарёва В.М. по курсу «Основы конструирования приборов», 2009-2011.
5. Справочник по электрическим машинам: В 2 т. Т. 2 / Под общ. ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 688с.: ил.
6. Проектирование редукторов точных приборов: справочное пособие / Ф. С. Дмитриев. - Л.: Машиностроение, 1971. – 160 с.
7. Иванов М.Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е, доп. и перераб. М., «Высшая школа», 1976. – 399 с., ил.
8. Детали машин и основы конструирования: учеб. для вузов / Г.И. Рошин, Е.А. Самойлов, Н.А. Алексеева и др.; под ред. Г.И. Рошина и Е.А. Самойлова. – М.: Дрофа, 2006. – 415, [1], с.: ил. – (Высшее образование).
9. Расчет и конструирование валов и опор приборов; учебное пособие по курсовому проектированию «Элементы приборных устройств» / Е.В. Веселова, Н.И. Нарыкова. Под ред. О.Ф. Тищенко. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1980. – 48 с., ил.
10. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001.
11. Потапцев И.С., Буцев А.А., Матвеев Е.В. Расчет и конструирование элементов приборных устройств. Конструирование приборных муфт. Учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 44 с., ил.
12. В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский Справочник по муфтам. Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с., ил.

13. Рошин Г.И. Конструкция узлов и деталей приводов. Учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ 1988 г. – 88 с.
14. Милосердин Ю.В., Лакин Ю.Г. Расчет и конструирование механизмов приборов и установок. Учебное пособие для инженерно-физических специальностей вузов, М.: Машиностроение, 1978. – 320 с., ил.
15. Атлас конструкций элементов приборных устройств: Учебное пособие для студентов приборостроительных специальностей вузов: А.А. Буцев, А.И. Еремеев, Ю.И. Кокорев и др.: под ред. О.Ф. Тищенко. – Машиностроение, 1982. – 116 с., ил.
16. Детали машин и основы конструирования / Под редакцией М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для студентов высших учебных заведений).
17. Расчет и конструирование валов и опор механических передач приборов: Учебное пособие по курсу «Основы конструирования приборов» / И.С. Потапцев, Е.В. Веселова, Н.И. Нарыкова, А.В. Якименко. Под ред. В.Н. Баранова. – Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 32 с., ил.
18. Б.А. Тайц Точность и контроль зубчатых колес. М.: Машиностроение 1972. – 368 с.
19. Котов А.Н., Веселова А.В., Нарыкова Н.И. Методические указания по проектированию по курсу «Основы конструирования приборов» / Под ред. В.Н. Баранова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990. – 36с., ил.
20. Рошин Г.И. Несущие конструкции и механизмы РЭА: Учебник для вузов. - М.: Высшая школа, 1981. - 375с., ил.
21. Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов. Учебное пособие для вузов. – М.–Л.: «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1965. 548 с., ил.
22. Любомудров С.А., Смирнов А. А., Тарасов С.Б. Метрология, стандартизация и взаимозаменяемость: Учебное пособие. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2004. – 189 с.
23. Пивоваров В.Н., Нарыкова Н.И., Климов В.Н. Разработка конструкторской документации при курсовом проектировании: Учебное пособие по курсам «Основы конструирования приборов», «Проектирование оптико-электронных приборов», «Детали машин и приборов». – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 60 с., ил.
24. В.И. Матвеев Элементы приборных устройств. Расчет подшипников качения и проектирование подшипниковых узлов приборов: Учебное пособие по курсовому проектированию для студентов

приборостроительных специальностей / Под ред. О.Ф. Тищенко. – М., Изд-во МВТУ, 1978. – 44 с., ил.

25. В.И. Матвеев, З.Г. Капитанова Конструкции зубчатых колес приборов: Учебное пособие по курсовому проектированию / Под ред. О.Ф. Тищенко. – М., Изд-во МВТУ, 1980. – 53 с., ил.

26. Климов В.Н., Перминова Е.А. - Методика расчета размерных цепей в приборных устройствах на этапе проектирования / Под ред. И.С. Потапцева. – М., Изд-во МГТУ, 2007. – 52 с., ил.

27. Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных специальностей и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.: ил.